

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис)

“ _____ ” _____ 2019 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

з напрямку підготовки 6.050601 Теплоенергетика (спеціальності 144 Теплоенергетика)

на тему: Реконструкція системи теплопостачання житлового корпусу інституту
підготовки кадрів державної служби зайнятості України в м. Києві _____

Виконав (-ла): студент (-ка) IV курсу, групи ТП - 51

Кочетков Дмитро Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник доцент, к.т.н Соломаха А. С.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к. т. н. Каштанов С.Ф.

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

Факультет Теплоенергетичний
Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки
Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)
Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»
(Спеціальність 144 «Теплоенергетика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов

(підпис)

«___» _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту

Кочеткову Дмитру Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: Реконструкція систем теплопостачання житлового корпусу Інституту підготовки кадрів державної служби зайнятості в м. Києві. _____

керівник проекту Соломаха А. С. к.т.н., доцент _____ ,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «___» _____ 2019 р. № _____

2. Термін подання студентом проекту 18.06.2019 р.

3. Вихідні дані до проекту Креслення будівлі житлового корпусу інституту підготовки кадрів державної служби зайнятості в м. Києві; принципова схема системи теплопостачання; Технічні характеристики теплових насосів

«HeatGuard» _____

4. Зміст пояснювальної записки Розрахунки теплових втрат приміщень. Розрахунок необхідної теплоти на ГВП. Розробка та розрахунок принципової схеми теплопостачання. Вибір основного та додаткового обладнання. _____

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) Принципова схема системи теплопостачання, Розміщення основного обладнання аркуш 1, Розміщення основного обладнання аркуш 2. _____

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання 21.04.2019

Календарний план

*Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Виконання розрахунку теплових втрат приміщень	01.05.2019	
2	Виконання розрахунку системи гарячого водопостачання	07.05.2019	
3	Розрахунок циклу теплового насоса	20.05.2019	
4	Складання та опис принципової теплової схеми	29.05.2019	
5	Вибір теплових насосів	03.06.2019	
6	Вибір накопичувальних ємностей та розширювальних баків	06.06.2019	
7	Охорона праці	06.06.2019	
8	Оформлення графічного матеріалу	11.06.2019	
9	Оформлення пояснювальної записки	18.06.2019	

Студент

(підпис)

(ініціали, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

(ініціали, прізвище)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: Реконструкція системи теплопостачання житлового корпусу Інституту підготовки кадрів державної служби зайнятості в м. Києві.

Київ – 2019 року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Реконструкція системи тепlopостачання житлового корпусу інституту підготовки кадрів державної служби зайнятості в м. Києві»: пояснювальна записка на 67 с., 25 рис., 4 табл., 14 бібліографічних найменування; креслень – 3 арк. формату А1.

Мета проекту – розрахунок та вибір обладнання системи опалення та системи гарячого водопостачання житлового корпусу з впровадженням повітряних теплових насосів (повітря-вода) та бойлерів непрямого нагріву.

Використані методики теплових та гідравлічних розрахунків теплотехнологічного обладнання.

Наведені результати розрахунків теплових втрат зовнішніми огороженнями будинку у холодний період року, втрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, витрат теплоти на гаряче водопостачання.

Згідно до отриманих результатів розрахунків втрат теплоти було вибране обладнання систем опалення та гарячого водопостачання, що включає тепловий насос, бойлер непрямого нагріву, буферну ємність, розширювальні баки і т. ін. На основі теплових та гідравлічних розрахунків вибрані трубопроводи та насоси.

На кресленнях наведені теплова схема теплового пункту, компоновка обладнання, що там знаходиться а також їх

Ключові слова: опалення, гаряче водопостачання, тепловий насос, бойлер непрямого нагріву.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Реконструкция системы теплоснабжения жилого корпуса института подготовки кадров государственной службы занятости в г. Киеве. »: пояснительная записка на 67 с., 25 рис., 4 табл., 14 библиографических наименований; чертежей – 3 листа формата А1.

Цель проекта – расчет и выбор оборудования системы отопления и системы горячего водоснабжения теплоснабжения низкотемпературной системы отопления и системы горячего водоснабжения жилого корпуса с использованием воздушного теплового насоса (воздух-вода) и бойлера косвенного нагрева.

Использованы методики тепловых и гидравлических расчётов теплотехнологического оборудования.

Приведены результаты расчётов тепловых потерь внешними ограждениями дома в холодный период года, потерь теплоты на нагревание инфильтрационного воздуха, затрат теплоты на горячее водоснабжение.

Согласно результатам расчётов затрат теплоты выбрано оборудование систем отопления и горячего водоснабжения, которое включает тепловой насос, бойлер косвенного нагрева, буферную ёмкость, расширительные баки и т.п. Исходя из тепловых и гидравлических расчётов выбраны трубопроводы и насосы.

На чертежах приведены тепловая схема теплового пункта компоновка оборудования этой системы, схема разводки трубопроводов системы отопления.

Ключевые слова: отопление, горячее водоснабжение, тепловой насос, бойлер косвенного нагрева.

SUMMARY

Bachelor's degree diploma project on the topic: "Reconstruction heat supply system of residential building of people training institute of state employment service in Kyiv": explanatory note includes 67 pages, 25 figures, 4 tables, 14 bibliographic references; drawings – 3 sheets of A1 size.

Goal of the project – calculation and selection of equipment for the heating system and hot water supply system of residential building the low-temperature heating system and the hot water supply system of the individual house with the introduction of air heat pumps (air-water) and indirect heat boilers.

Thermal and hydraulic design methods were used to calculate thermotechnological equipment.

The next calculation results are given: heat loss from the house's external protecting structures during the cold period of year, expenditure of heat on infiltration air heating, expenditure of heat on hot water supply.

As a result of heat expenditure calculations the following equipment of heating and hot water supply systems was chosen: heat pump, buffer vessel, indirect heating boiler, expansion tanks etc. On the basis of thermal and hydraulic calculations heating appliances and piping were chosen: pipes and pumps.

The following is shown on the drawings: flow diagram of the combined heat supply system, the system's equipment layout, water piping diagram of the heating system.

Keywords: heating, hot water supply, heat pump, indirect heating boiler.

Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів	9
Вступ	12
1 Розрахунки теплових втрат об'єкту проектування	13
1.1 Характеристика об'єкту проектування	13
1.2 Теплові втрати	16
1.3 Витрати теплоти на опалення.....	19
1.4 Витрати теплоти на гаряче водопостачання.....	20
2 Тепловий пункт.....	21
2.1 Опис теплової схеми.....	21
3 Вибір обладнання	24
3.1 Тепловий насос	24
3.2 Розрахунок циклу теплового насосу в P-h діаграмі	25
3.3 Вибір зовнішнього блоку теплового насосу	29
3.4 Вибір внутрішнього блоку теплового насосу	31
3.5 Розрахунок пластинчатого теплообмінника за допомогою програмного забезпечення .	35
3.6 Розрахунок та вибір накопичувальних баків системи гарячого водопостачання	39
3.7 Вибір трубчатого електронагрівача	45
3.8 Вибір тепло акумулятора системи опалення	45
3.9 Вибір розширювальних баків	48
3.10 Гідравлічний розрахунок та вибір трубопроводів.....	50
3.11 Вибір циркуляційних насосів	55
3.12 Вибір внутрішнього блоку	57
4 Охорона праці.....	60
4.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації основного технологічного обладнання та робочих приміщень.....	60

4.2 Електробезпека	61
4.3 Технічні рішення та організаційні заходи по запобіганню електротравм від необережності зі струмовідними елементами електрообладнання	61
4.4 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмовідні частини електроустановок при аварійних режимах їх роботи	62
4.5 Пожежна безпека та профілактика.....	63
Висновок.....	65
Список використаної літератури	66
Додатки	67
Додаток А перевірка дипломного проекту на академічний плагіат	67

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів

Умовні позначення

Q – тепловий потік;

k – коефіцієнт теплопередачі

F – площа поверхні;

Δt – температурний перепад;

t – температура;

a – довжина;

b – ширина;

V – об'єм;

n_o – тривалість опалювального періоду;

G – масова витрата;

ρ – густина;

C – теплоємність;

β – коефіцієнт розширення води;

Індекси

Нижні:

д- двері;

вік-вікна;

пн- північ;

пд- південь;

з-захід;

сх- схід;

інф- інфільтрація;

пов- повітря;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

п.кім- площа кімнат;

інф.к- інфільтрація кімнат;

інф.с.к- інфільтрація санвузлів та кухонь;

осн- основні;

і – і-й елемент;

о,макс – на опалення максимальні;

о,сер – на опалення середні;

вн – внутрішня;

р.о – розрахункова на опалення;

сер,о – середня опалювального періоду;

ср.х.м- середня найхолоднішого місяця;

о,річн – на опалення річні;

ГВП – гаряче водопостачання;

гв.сер – на гаряче водопостачання середні;

карно- карно;

г-гаряче;

х-холодне;

оі- реального процесу;

к- коефіцієнт корисної дії;

і- параметр реального процесу;

ц- циклу;

зовн. блоків- зовнішніх блоків;

в-води;

в1- вода 1 теплообмінник;

пл- пластина;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кан-канал;

е- еквівалентний діаметр;

конд- конденсації;

пак- пакету;

ст.- стінки;

б- більше;

м- менше;

Верхні:

ж – житлові;

ідеал- ідеальний

Скорочення

Пн – північ;

С – схід;

Пд – південь;

З – захід;

Табл.. – таблиця;

Рис. – рисунок;

ГВП – гаряче водопостачання;

ТОА – теплообмінний апарат;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

ВСТУП

Ще декілька століть тому, коли глобальне становище з викопними енергоносіями дозволяло проводити індустріалізацію та сприяло швидкому прогресу людства, не виникала проблема економії енергії. Сьогодні ж ситуація діаметрально протилежна. Різко падаючі запаси палива, зростання його вартості, нещадне забруднення атмосфери сприяють впровадженню енергоефективних та енергозберігаючих технологій в промисловість та побут.

Передові держави західної Європи та Америки на високому рівні намагаються провести заміну старих технологій новими. До таких мір належать утеплення житлових будинків, встановлення домовласниками приватних альтернативних джерел енергії, що підтримуються державою «зеленим тарифом», а також заміна традиційних систем опалення різних будівель на нові, економні.

В цьому проекті проводиться капітальний ремонт системи опалення будівлі в м. Київ з впровадженням енергозбереження та підвищення ефективності. Для досягнення таких цілей було обрано систему опалення на основі теплових насосів.

Тепловий насос – це опалювальний пристрій (як правило), що слугує для перенесення теплоти навколишнього повітря, ґрунту, до споживача, зі збільшенням температури. В залежності від джерела низькопотенціальної теплоти їх поділяють на геотермальні та повітряні. Вибір того чи іншого теплового насосу залежить від багатьох факторів. В цьому проекті система опалення працює на основі повітряного теплового насосу. Він складається з внутрішнього та зовнішнього блоків які з'єднані між собою фреоновими трубами (подібно до звичайного кондиціонера). Незважаючи на те, що така система ефективно працює при температурі зовнішнього повітря до -5°C вона добре підійде для кліматичних умов Києва, бо середня температура найхолоднішого місяця становить $t_{\text{ср.х.м}} = -4,7^{\circ}\text{C}$, а середня температура опалювального періоду $t_{\text{ср.о}} = -0,1^{\circ}\text{C}$. В інші дні, коли температура опускатиметься нижче, опалення будівлі забезпечуватиме уже наявна котельня.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

1 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1 Характеристика об'єкту проектування

Об'єктом проектування є будівля двохповерхового гуртожитку без горища. На першому поверсі розташовані житлові приміщення, побутове приміщення, а також санвузол. На другому поверсі розташовані житлові приміщення і санвузол. Покрівля будівлі плоска. План будівлі зображено на рис.1 та 2.

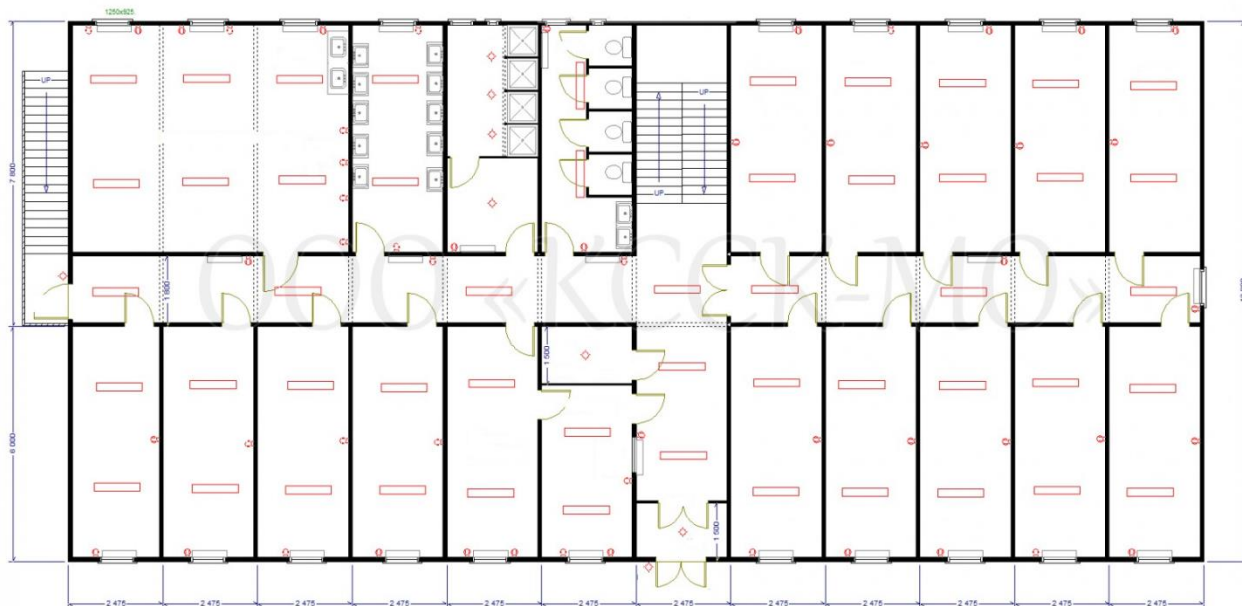


Рисунок 1.1- План першого поверху



Рисунок 1.2- План другого поверху

1.1.1 Характеристика зовнішніх огорожень

Стіни: Цегляна з повітряним прошарком на легкому розчині товщиною $\delta=435$ мм.

Перекриття: Залізобетонний двопустотний збірний настил, утеплювач- пінобетон, товщина перекриття $\delta_{\text{п}}=160$ мм.

Вікна: Двошарові склопакети в металевих рамах розмірами 1250 x 925 мм. Кількість вікон $n_{\text{вік}}=46$ шт.

Двері: Металеві, розміром 2200 x 1200 мм

1.1.2 Геометричні розміри обгороджень:

а) Довжина будівлі

$$a_1 = a_2 + \delta = 29,7 + 0,435 = 30,175 \text{ м,}$$

б) ширина будівлі

$$b_1 = b_2 + \delta = 13,8 + 0,435 = 14,235 \text{ м,}$$

де a_1 - довжина будівлі з урахуванням товщини стін, м

a_2 -довжина будівлі без урахування товщини стін, м

b_1 -ширина будівлі з урахуванням товщини стін, м

b_2 -ширина будівлі без урахуванням товщини стін, м

δ -товщина стіни, м

1.1.3 Площі огорожувальних поверхонь

а) Визначаю площу входних дверей

$$F_d = 2,1 \cdot 1,2 = 2,52 \text{ м}^2$$

б) Площа вікон

площа одного вікна :

$$F_{\text{вік}} = 1250 \times 925 \text{ мм} = 1,25 \cdot 0,925 = 1,15 \text{ м}^2$$

площа всіх вікон:

$$F_{\text{вік}} = 1,25 \cdot 0,925 \cdot 46 = 53,18 \text{ м}^2$$

в) північна стіна

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

перший поверх: $F_{nn1} = a_1 \cdot (H_n + \delta_n) - 10 \cdot F_{вік}$ (1.1)

$$F_{nn1} = 30,125 \cdot 2,96 - 11 \cdot 1,15 = 76,52 \text{ м}^2$$

другий поверх: $F_{nn2} = a_1 \cdot (H_n + \delta_n + \delta_2) - 11 \cdot F_{вік}$ (1.2)

$$F_{nn2} = 30,125 \cdot 3,16 - 12 \cdot 1,15 = 81,4 \text{ м}^2$$

г) південна стіна

перший поверх: $F_{nn1} = a_1 \cdot (H_n + \delta_n) - 11 \cdot F_{вік} - F_d$ (1.3)

$$F_{nn1} = 30,125 \cdot 2,96 - 11 \cdot 1,15 - 2,52 = 74 \text{ м}^2$$

другий поверх: $F_{nn1} = a_1 \cdot (H_n + \delta_n) - 12 \cdot F_{вік}$

$$F_{nn1} = 30,125 \cdot 3,16 - 12 \cdot 1,15 = 81,4 \text{ м}^2$$
 (1.4)

д) західна стіна

перший поверх:

$$F_{з1} = e_1 \cdot (H_n + \delta_n)$$
 (1.5)

$$F_{з1} = 14,325 \cdot 2,96 = 42,4 \text{ м}^2;$$

другий поверх:

$$F_{з2} = e_1 \cdot (H_n + \delta_n + \delta_2)$$
 (1.6)

$$F_{з2} = 14,325 \cdot 3,16 = 45,62 \text{ м}^2$$

е) східна стіна

Фасади будівлі зі східної та західної сторін однакові, тому

перший поверх:

$$F_{з1} = F_{cx1} = 42,4 \text{ м}^2$$

другий поверх:

$$F_{з2} = F_{cx2} = 45,62 \text{ м}^2$$

є) площа перекриття:

$$F_{nep} = (a_2 + 0,5\delta) (b_2 + 0,5\delta)$$
 (1.7)

$$F_{nep} = (29,7 + 0,5 \cdot 0,435) (13,8 + 0,5 \cdot 0,435) = 420 \text{ м}^2$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.3 Розрахункова різниця температур

При висоті приміщення $H_{п} \leq 4$ м різниця температур визначатиметься

$$\Delta t_1 = t_{вн} - t_{п.о}; \quad (1.8)$$

За довідковими таблицями [1] визначаємо розрахункову температуру навколишнього повітря: для міста Києва $t_{п.о.} = -22$ °C, тоді:

$$\Delta t_1 = 20 - (-22) = 42$$
 °C .

1.1.4 Коефіцієнти теплопередачі огорожень

Визначаю з таблиць необхідні величини довідкових даних [1]:

- стіни $k_{ст} = 1,24 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
- перекриття $k_{пер} = 0,76 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
- застелення $k_{вк} = 3,23 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

Максимально допустиме значення коефіцієнта теплопередачі дверей згідно [2] складає :

$$k_{вк} = 1,66 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

1.2 Теплові втрати

1.2.1 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення визначаємо за рівнянням теплопередачі

$$Q_6 = \sum k_i \cdot F_i \cdot \Delta t_i \cdot n_i , \quad (1.9)$$

де коефіцієнт $n = 1$ для вертикальних зовнішніх стін і $n = 1$ для перекриття без горища [1]

Q_6 - втрати теплоти, Вт

k_i – коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій, Вт/ (м² · К);

F_i – площі огорожувальних конструкцій, м²;

Δt_i – розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям ,°C;

1.2.2 Додаткові втрати теплоти $\Sigma \beta$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Додаткові втрати теплоти $\Sigma\beta$ визначаються у відсотках до основних [3] . До них відносять втрати, що пов'язані з орієнтацією будинку за сторонами світла, наявність кутових зовнішніх стін, а також інфільтрацію повітря через нещільності.

Якщо середня швидкість вітру в січні менше за 4,5 м/с, з повторюваністю менше за 15 %, то додаткові втрати $\Sigma\beta=0$, [2].

Для північної стіни середня швидкість вітру в січні дорівнює 4,2 м/с з повторюваністю 13 % [2], тому $\Sigma\beta = 0$;

Для східної стіни швидкість вітру складає 1,7 м/с, а повторюваність 5,8 %, тому для неї також $\Sigma\beta = 0$.

Для південної стіни 2,7 м/с та 14,1 % відповідно, тому $\Sigma\beta = 0$;

Для західної 3 м/с та 23,5 % відповідно, тому $\Sigma\beta = 0$;

Результати розрахунків наведено у табл.1.1

Таблиця 1.1 – Результати розрахунку теплових втрат будівлі

Огородження	Орієнтація	Площа, м ²	Розрахункова різниця температур, °C	Коефіцієнт теплопередачі	Основні тепловтрати, Вт	Повні тепловтрати, Вт
Стіна1 поверх	З	42,4	42	1,24	2208	2208
Стіна 2 поверх	З	45,62	42	1,24	2357	2357
Стіна 1 поверх	С	42,4	42	1,24	2208	2208
Стіна 2 поверх	С	45,62	42	1,24	2357	2357
Вікна	Пн	26,45	42	3,23	3588	3588
Двері	Пд	2,52	42	1,66	176	176
Стіна 1 Поверх	Пн	76,52	42	1,24	3985	3985

Продовження табл. 1.1

Стіна 2 поверх	Пн	81,4	42	1,24	4239	4239
Вікна	Пд	26,45	42	3,23	3588	3588
Стіна 1 поверх	Пд	74	42	1,24	3853	3853
Стіна 2 Поверх	Пд	81,4	42	1,24	4239	4239
Підлога	—	820	3	0,76		1869
Перекриття	—	420	42	0,76	13406	13406

Втрати теплоти через підлогу розраховуються аналогічно до інших огорожувальних конструкцій з урахуванням температури повітря в технічному підпіллі $t = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Втрати теплоти будівлі з урахуванням додаткових втрат та інфільтрації обчислюються за наступною рівністю:

$$Q_{\text{инф}} = \frac{1}{3600} c_{\text{пов}} \rho_{\text{пов}} F \cdot h (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) k, \text{ кВт} \quad (1.10)$$

де $c_{\text{пов}}=1005\text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ -питома ізобарна теплоємність повітря

$\rho_{\text{пов}}$ -густина повітря, кг/м^3 , наближено приймаємо $1,2\text{ кг/м}^3$

F -площа підлоги приміщення, м^2

h -висота приміщення від підлоги до стелі, $h=2,8\text{ м}$

k -розрахункова кратність повітрообміну: для кімнат-0,3; для кухонь та санвузлів-1.

Загальна площа кімнат визначиться за формулою

$$F_{\text{п.кім.}}=n_{\text{к}}\cdot F_{1.\text{к}}, \text{ м}^2$$

де $n_{\text{к}}$ -кількість кімнат, 37шт.

$F_{1.\text{к}}$ -площа підлоги однієї кімнати, м^2 ; $F_{1.\text{к}}=15\text{ м}^2$

$$F_{\text{п.кім.}}=37\cdot 15=555\text{ м}^2$$

Загальна площа санвузлів та кухонь $F_{c.к}=60 \text{ м}^2$

Втрати теплоти на інфільтрацію повітря в кімнатах

$$Q_{\text{інф.к}} = \frac{1}{3600} 1005 \cdot 1,2 \cdot 555 \cdot 2,8(20 - (-22)) \cdot 0,3 = 6,5 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти на інфільтрацію повітря в санвузлах та кухнях

$$Q_{\text{інф.с.к}} = \frac{1}{3600} 1005 \cdot 1,2 \cdot 60 \cdot 2,8(20 - (-22)) \cdot 1 = 2,4 \text{ кВт}$$

Сумарні втрати теплоти (основні та додаткові)

$$Q_{\text{осн}} + Q_{\text{інф.к}} + Q_{\text{інф.с.к}} = 48 + 6,5 + 2,4 = 56,9 \text{ кВт}$$

1.3 Витрати теплоти на опалення

За [1] визначаю кліматологічні дані для заданого міста Київ:

- тривалість опалювального періоду $n_o=176$ діб;
- розрахункова температура для опалення $t_{p.o} = -22^\circ \text{C}$
- середня температура опалювального періоду $t_{cp.o} = -0,1^\circ \text{C}$
- середня температура найбільш холодного місяця $t_{cp.x.m} = -4,7^\circ \text{C}$

1.3.1 Середні витрати теплоти на опалення

$$Q_{o,сep} = Q_{o,макс} \cdot \frac{t_{вн} - t_{сep.o}}{t_{вн} - t_{p.o}}, \quad (1.11)$$

де $Q_{o,макс}$ – максимальні витрати теплоти на опалення, кВт;

$t_{вн}$ – температура повітря у приміщенні, $^\circ\text{C}$;

$$Q_{o,сep} = 56,9 \cdot \frac{20 - (-0,1)}{20 - (-22)} = 27 \text{ кВт.}$$

1.3.2 Річні витрати теплоти на опалення

$$Q_{o,річн} = Q_{o,сep} \cdot n_o \cdot 24 \cdot 3600, \text{ кВт} \quad (1.12)$$

де $Q_{o,сep}$ – середні витрати теплоти на опалення, кВт;

n_o – тривалість опалювального періоду, діб;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$Q_{\text{о,річн}} = 27 \cdot 10^3 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 4,09 \cdot 10^{11} \text{ Дж/рік або } 409 \text{ ГДж/рік} \quad (1.13)$$

1.4 Витрати теплоти на гаряче водопостачання

1.4.1 Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{\text{твп.сер}}^{\text{ж}} = 1,395 \frac{m \cdot a_{\text{л}} (55 - t_{\text{х.з}})}{24} 10^{-6}, \quad (1.14)$$

де 1,395 - коефіцієнт, що враховує тепловіддачу в приміщення від трубопроводів системи гарячого водопостачання (опалення ванних кімнат і приміщень для сушіння білизни),

m - кількість мешканців будівлі, чол; $m=100$ чол

$a_{\text{л}}$ - норма витрати води в кілограмах при температурі 55 °С для житлових будівель на одну людину за добу)]; $a = 80 \frac{\text{кг}}{\text{добу}}$ для гуртожитків [4].

$t_{\text{х.з}}$ - температура холодної (водопровідної) води в опалювальний період, °С (при відсутності даних беруть $t_{\text{х.з}}=5$ °С);

24 - період споживання гарячої води за добу, год.

$$Q_{\text{твп.сер}}^{\text{ж}} = 1,395 \frac{100 \cdot 80 (55 - 5)}{24} 10^{-6} = 23 \text{ кВт}$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

2 ТЕПЛОВИЙ ПУНКТ

2.1 Опис теплової схеми

У зв'язку з проведенням реконструкції системи теплопостачання комплексу, та постійним здороженням традиційних енергоносіїв, було прийнято рішення про встановлення теплових насосів HeatGuard у якості джерела тепла для системи опалення. Тепло до системи опалення може постачатися від існуючої котельні, яка вмикається при температурі навколишнього повітря нижче -5°C та забезпечує потребу у тепловій енергії будівлі. У перехідні періоди і взимку (до температури зовнішнього повітря від 0°C до -5°C) працюють теплові насоси і подають у систему опалення теплоносії з параметрами теплоносія $45/40^{\circ}\text{C}$. Параметри теплоносія постійно підтримуються у діапазоні $45/40^{\circ}\text{C}$. Перемикання режимів здійснюється у автоматичному режимі автоматикою теплового насосу. Тепловий насос HeatGuard складається з двох агрегатів - внутрішнього блоку HPS20-25 і зовнішнього – FDC140VSX. Теплова-холодильна потужність одного теплового насосу 16,7 кВт. До встановлення приймається три теплових насоса. Вони зведені в один каскад і працюють на вироблення тепла. Загальна потужність по теплу та холоду встановлених теплових насосів становить 50,1 кВт. Внутрішні блоки розміщуються у підвалі спального корпусу. Зовнішні - зовні біля стіни підвалу. Зовнішні блоки встановлюються на металеві підставки. Фреоноводи проходять скрізь стіни та підключаються до внутрішніх блоків. Фреоноводи виконані з мідних труб, та заізовані теплоізоляцією зі спіненого каучуку K-flex товщиною не менше 13 мм. Дренажний трубопровід від зовнішніх блоків заходить скрізь стіну підвалу та підключається до внутрішньої системи каналізації через сифон та зворотній клапан. Дренаж виконаний з розтрубної PVC труби діаметрами 32 та 50 мм, та покритої теплоізоляцією зі спіненого каучуку K-flex товщиною не менш 13 мм. До дренажного трубопроводу та зливової воронки заводиться гріючий кабель. Внутрішні блоки навішуються на металеві консолі. Три теплових насоса, об'єднаних у каскад, підключаються до спільних подавального та зворотного колекторів, і далі підключаються до буферної ємності об'ємом 1000 літрів. Після буферної ємності теплоносії роздається до систем теплопостачання будівлі за допомогою циркуляційного насоса, який міститься у цьому ж приміщенні. Буферна ємність створює необхідний об'єм системи та працює як гідравлічний розділювач між тепловими насосами та системами теплопостачання будівлі. Приготування гарячої води здійснюється на теплообміннику бойлерів, що представляє собою змієвик з нержавіючої сталі. Теплоносії у системі розділяється на два контури. Подача теплоносія з теплової мережі - первинний контур, приготування гарячої води - вторинний контур. Підтримка заданої температури теплоносія у вторинному контурі автоматична і здійснюється

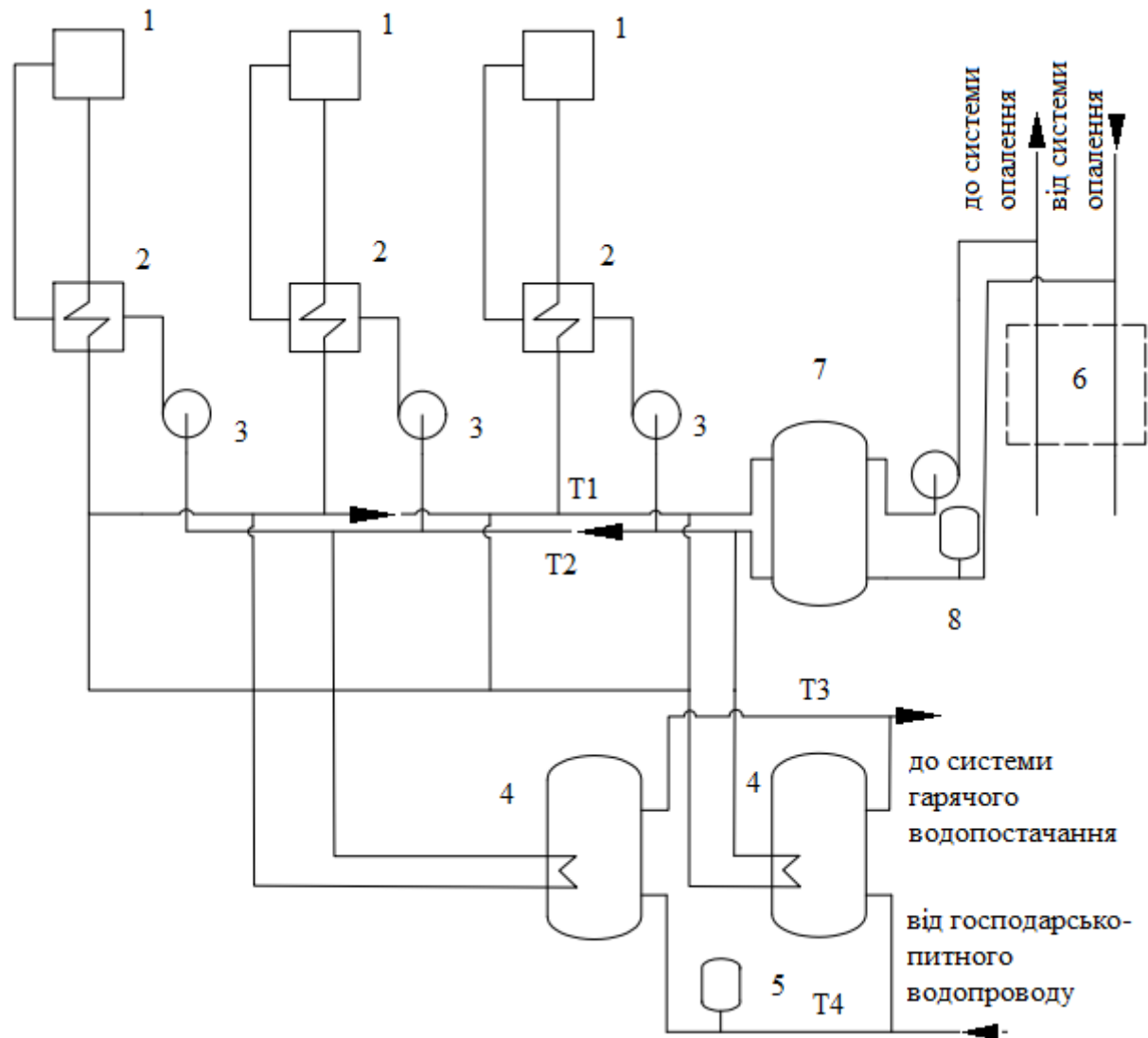
					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тепловим насосом. Накопичувальна ємність слугує для згладжування теплових навантажень при піковому розборі гарячої води, та для вирівнювання перепадів температури гарячої води які можуть з'являтися через інерцію регулюючого триходового клапана. Як резервне джерело тепла до ємності встановлюється електричний нагрівач. Циркуляція теплоносія по системам здійснюється за допомогою відцентрових циркуляційних насосів з «мокрим ротором». Насоси монтуються безпосередньо на трубопроводах систем теплопостачання. Як резерв на складі повинні зберігатися по одному насосу кожного типу. Для компенсації теплового розширення у системах приготування гарячої води та тепло-холодопостачання застосовується мембранні розширювальні баки. Заповнення трубопроводів та обладнання системи теплопостачання здійснюється водою з теплової мережі. Запірна арматура застосовується муфтова (до $du50$) та фланцева. На вводі з теплової мережі встановлена сталева запірна арматура. У верхніх точках трубопроводів передбачаються автоматичні пристрої для випуску повітря. Трубопроводи в тепловій мережі прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91* та водогазопровідних по ГОСТ 3262-75. Для обв'язки обладнання холодного та гарячого водопостачання застосовуються стабілізовані поліпропіленові труби. Антикорозійне покриття сталевих трубопроводів - грунт за два рази. Всі трубопроводи покриваються теплоізоляційним шаром зі спіненого каучуку товщиною не менш 13 мм. Устаткування теплового пункту працює в автоматичному режимі і не вимагає постійного перебування обслуговуючого персоналу. Обслуговування обладнання теплового пункту - періодичне. Для проведення ремонту та обслуговування обладнання в тепловому пункті передбачити наявність пересувної драбини.

На рис. 4.1 зображена принципова тепла схема теплового пункту, що проектується. Фреон з випарника 1 у газоподібному стані надходить до теплообмінника 2, що представляє собою пластинчатий теплообмінний апарат і є в системі конденсатором. Тут фреон конденсуючись віддає теплоту іншому теплоносію – воді системи опалення. Вода нагріваючись до температури $t = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ надходить від кожного з трьох теплообмінників до загального колектора гарячої води 9. В колекторі вода розділяється на два потоки. Один потік спрямовується на тепло акумулятор системи опалення 7, звідки насосом по трубопроводах подається у нагрівальні прилади (на схемі не показано). Другий потік надходить на бойлери непрямого нагріву 4 системи ГВП. Віддавши теплоту в системах опалення та приготування гарячої води, вода з температурою $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ через колектор холодної води 10 подається на всмоктувальні патрубки циркуляційних насосів 2, які перекачують воду у контурі 2-9-4-7. Для захисту системи від температурних розширень води передбачено встановлення розширювальних баків. Бак 8 на зворотному трубопроводі системи опалення. Бак 5 встановлено на трубопроводі системи ГВП. При потребі вмикається існуюча котельня, обладнання якої позначено 6. Трубопроводи подавальної та зворотної води системи опалення

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

позначені відповідно T1, T2. Трубопроводи подавальної та циркуляційної води системи ГВП позначено відповідно T3 та T4.



1- Зовнішній блок теплового насосу; 2- Внутрішній блок теплового насосу; 3- Циркуляційний насос; 4- Бойлер непрямого нагріву системи ГВП; 5- Розширювальний бак; 6- Місце підключення до існуючого обладнання; 7- Теплоаккумулятор системи опалення; 8- Розширювальний бак системи опалення; T1- Подавальний трубопровід гарячої води; T2- Поворотний трубопровід; T3- Подавальний трубопровід гарячої води на ГВП; T4- Циркуляційний трубопровід води на ГВП

Рисунок 2.1– Принципова тепла схема теплового пункту

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

3 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ

3.1 Тепловий насос

Як було згадано, система опалення проектується на основі теплових насосів. Щоб правильно підібрати такий пристрій потрібно знати теплові втрати будівлі та теплове навантаження на ГВП. Другий важливий параметр є робоча температура теплоносія в системі опалення. Тепловий насос працює по холодильному циклу (рис.3.1). Тут зовнішня робота – робота компресора $L_{\text{комп}}$ затрачується на перенесення теплоти від джерела з температурою T_x на вищий рівень до температури T_g .

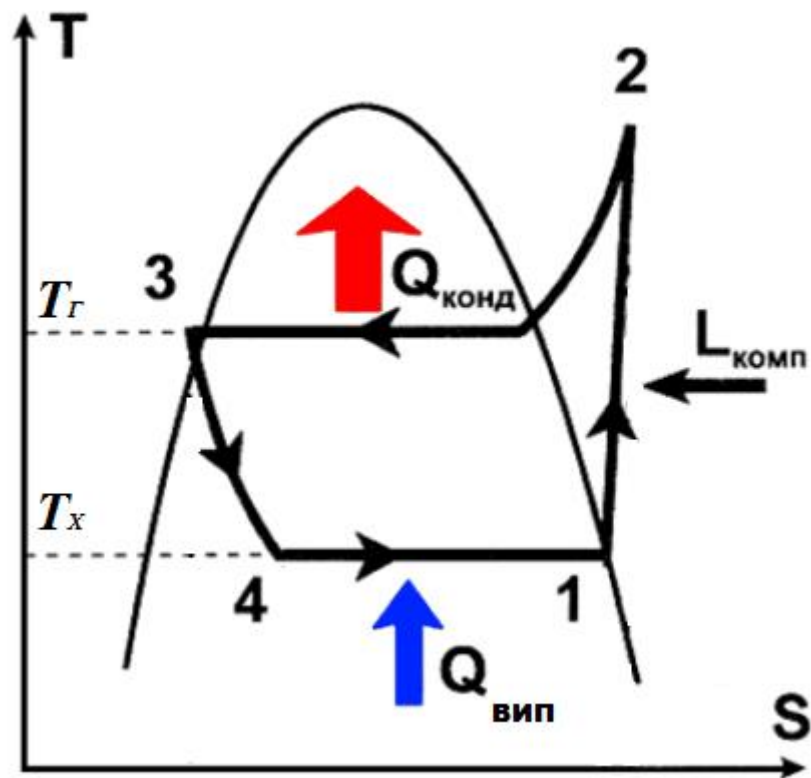


Рисунок 3.1 – Зображення циклу теплового насоса в T-S-координатах

З курсу технічної термодинаміки [5] відомо, що найвищу термодинамічну ефективність має оборотний цикл Карно. Для нього справедлива наступна рівність:

$$\varepsilon_{\text{карно}}^{\text{ідеал}} = \frac{T_g}{T_g - T_x}, \quad (3.1)$$

де T_g – температура відведення теплоти в циклі, К

T_x – температура підведення теплоти, К.

З рівності (3.1) видно, що чим «вужчі температурні межі» циклу, тобто ближче значення температур T_g і T_x одна до одної, тим більшу ефективність матиме такий цикл. Це основний

фактор, на який ми можемо впливати. В циклах реальних машин існують необоротності, значно зменшити які практично неможливо. Отже з цих міркувань, а також середніх температур зовнішнього повітря в температурних зонах України, переважно встановлюються теплові насоси, що працюють при температурі зовнішнього повітря від 10 до -5 ° С, та температурі гарячого теплоносія від 30 до 55 ° С.

3.2 Розрахунок циклу теплового насосу в Р-h- діаграмі

В якості робочого тіла в теплових насосах і холодильних машинах використовують холодоагенти- фреони. Це спеціальні синтезовані речовини, (як правило вуглеводні), що добре мають низьку температуру кипіння. Науці відомий досить широкий список таких речовин, але згідно Монреальського протоколу ООН, підписаного державами-членами у 1985р, забороняється або сильно обмежується використання речовин, які руйнують озоновий шар планети, тому в обігу залишились дуже інертні, невибухонебезпечні феони, найпоширенішим з яких є фреон R410a. Згідно класифікації назв- це суміш дифторметану пентафторетану та має хімічну формулу $50\% \text{CH}_2\text{F}_2 \backslash 50\% \text{CHF}_2\text{CF}_3$. З цих причин розрахунки наводяться саме для цієї речовини.

3.2.1 За допомогою Р-h- діаграми розраховуємо параметри робочого тіла в циклі

Для розрахунку такого циклу використовують діаграму Р-h для фреону. Цикл теплового насосу зображено на рис.3.2.

а) точка 2

В цій точці робоче тіло знаходиться в газоподібному стані. Воно повністю википіло забравши при цьому теплоту в навколишнього повітря через стінки теплообмінника (випарника).

На перетині лінії температури кипіння $t=0^\circ \text{C}$ та лінії степені сухості $x=1$ знаходимо решту параметрів;

$$\text{ентальпія } h_2 = 425 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

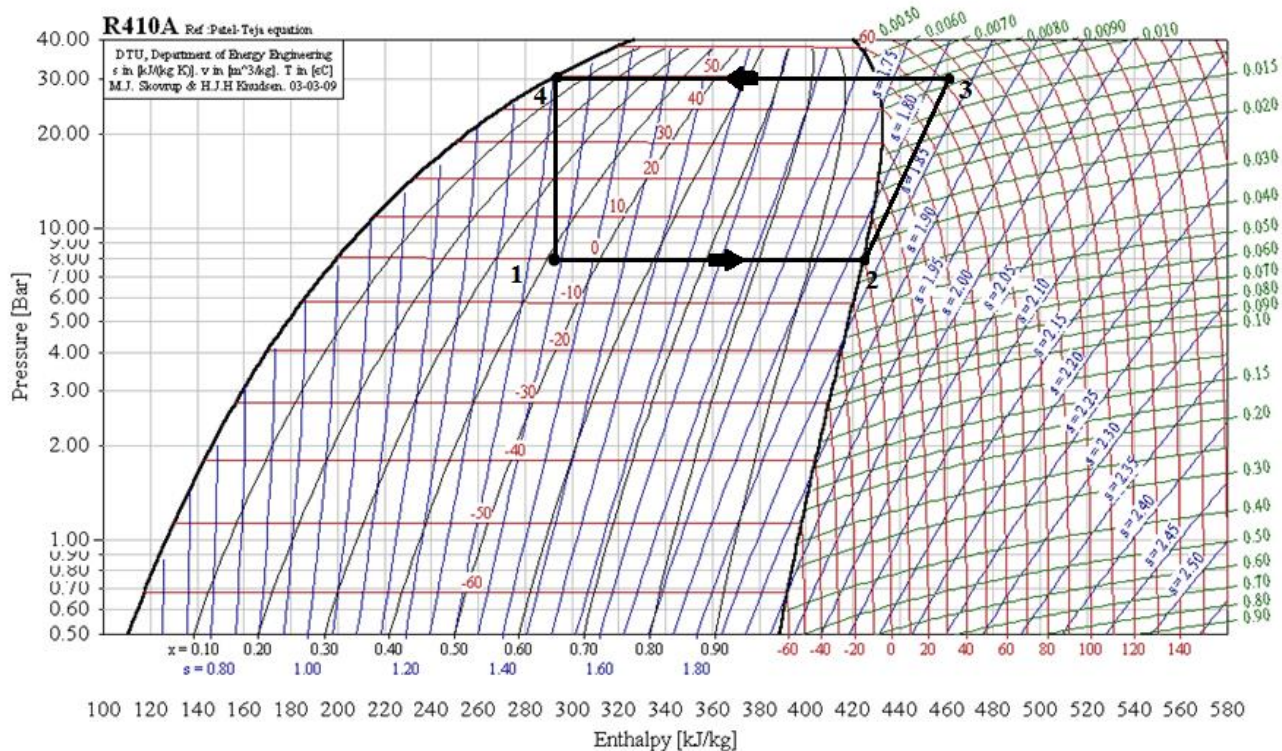


Рисунок 3.2- Зображення циклу теплового насоса в Р-h-координатах

а) точка 2

В цій точці робоче тіло знаходиться в газоподібному стані. Воно повністю википіло забравши при цьому теплоту в навколишнього повітря через стінки теплообмінника (випарника).

На перетині лінії температури кипіння $t=0^{\circ}\text{C}$ та лінії степені сухості $x=1$ знаходимо решту параметрів;

$$\text{ентальпія } h_2 = 425 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\text{тиск } P_2 = 8 \text{ бар}$$

б) точка 3

Процес зміни стану 2-3 відбувається в компресорі де холодний фреон з випарника стискається до тиску в конденсаторі. Параметри в цій точці визначаються з перетину лінії тиску $P=30$ бар та лінії ізоентропічного процесу.

$$\text{ентальпія } h_3 = 460 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\text{температура } t_3 = 72^{\circ}\text{C}$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 51 52 005 ПЗ

Арк.

26

в) точка 3_i реального процесу

P=30бар

В реальному компресорі має місце необоротність, що пов'язана з тертям робочого тіла. Розраховую ентальпію точки 3 за формулою:

$$h_{3i} = h_1 + \frac{h_{3t} - h_1}{\eta_{oi}^{\kappa}}, \quad \frac{\kappa ДЖ}{кг} \quad (3.2)$$

де h_{3i}- ентальпія в кінці реального процесу

η_{oi}^{κ} - коефіцієнт корисної дії компресора

$$h_{3i} = 425 + \frac{460 - 425}{0,9} = 464 \frac{\kappa ДЖ}{кг}$$

де h_{3i}- ентальпія в кінці реального процесу

η_{oi}^{κ} - коефіцієнт корисної дії компресора

$$T_{3i} = T_1 + \frac{T_{3t} - T_1}{\eta_{oi}^{\kappa}} \quad (3.3)$$

$$T_{3i} = 273 + \frac{345 - 273}{0,9} = 353 K$$

$$t_{3i} = T_{3i} - 273 = 80 \text{ } ^\circ C$$

г) точка 4

Процес 3-4 - це зміна стану робочого тіла внаслідок його конденсації в теплообміннику (конденсаторі)

Параметри точки знаходимо на перетині ліній степені сухості x=1 та тиску в конденсаторі P₄=30 бар.

ентальпія h₄= 290 кДж/кг

температура t₄=50 °C

д) точка 1

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перехід робочого тіла зі стану 4 в стан 1- це дроселювання. Дросель представляє собою капілярну трубку, яка має дуже великий гідравлічний опір. Проходячи через неї тиск та температура (внаслідок позитивного ефекту Джоуля- Томсона) знижуються.

температура $t_1=50\text{ }^{\circ}\text{C}$

ентальпія $h_1= 290\text{ кДж/кг}$

тиск $P_1=30\text{ бар.}$

2.2.2 Розрахунок необхідної масової витрати фреону

Використаємо рівняння теплового балансу

$$Q = m \cdot (h_{3i} - h_4) , \text{кВт} \quad (3.4)$$

де m - витрата теплоносія, кг/с

$(h_{3i}- h_4)$ - різниця ентальпій в процесі конденсації, тобто корисна тепловіддача теплового насосу, кДж/кг

З формули (3.4) знаходимо m

$$m = \frac{Q}{(h_{2i} - h_3)} \quad (3.5)$$

$$m = \frac{50}{(464 - 290)} = 0,3\text{ кг / с}$$

2.2.3 Розрахунок потужності компресора

Робота в циклі витрачається на стиснення парів фреону . Це процес 2-3_i. На рисунку нижче схематично зображено зворотній цикл.

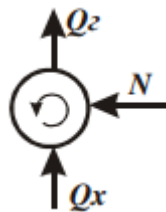


Рисунок 3.3- Схематичне зображення зворотного термодинамічного циклу

Згідно першого закону термодинаміки енергетичний баланс такого циклу має вигляд:

$$L_q = m(\Delta h_{3i-4} - \Delta h_{4-1}) \quad (3.6)$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$L_y = 0,3((464 - 290) - (425 - 290)) = 11,3 \text{ кВт}$$

3.3 Вибір зовнішнього блоку теплового насосу

За двома параметрами, а саме теплопродуктивністю, тобто необхідним тепловим навантаженням та потужністю компресора вибираємо зовнішній блок. З каталога виробника «Mitsubishi heavy hyper inverter» обираємо модель FDC140VSX [6].

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики теплових насосів виробника Mitsubishi heavy hyper inverter

Модель			HeatGuard 100SX	HeatGuard 125NX	HeatGuard 125SX	HeatGuard 140NX	HeatGuard 140SX
Внутрішній блок			HPS10-14	HPS10-14	HPS10-14	HPS10-14	HPS10-14
Зовнішній блок			FDC100VSX	FDC125VNX	FDC125VSX	FDC140VNX	FDC140VSX
Джерело живлення			3 фази 400V 50Гц	1 фаза 230V 50Гц	3 фази 400V 50Гц	1 фаза 230V 50Гц	3 фази 400V 50Гц
Номінальна теплова потужність	Т. води 40°C -45°C	кВт	11,7 (4,0–13,9)	14,6(4,0–17,3)	14,6(4,0–17,3)	16,7(5,8–19,8)	16,7(5,8–19,8)
Електрична потужність	Тн. пов +2°C	кВт	2,58	3,77	3,77	4,42	4,42
COP			4,52	3,88	3,88	3,78	3,78
Номінальна потужність в режимі охолодження	Т. води 7°C - 12°C	кВт	9,1 (4,0–12,4)	11,4(5,0-15,5)	11,4(5,0-15,5)	12,7(5,0-17,3)	12,7(5,0-17,3)
Електрична потужність	Тн. пов +35°C	кВт	2,27	3,18	3,18	3,89	3,89
EER			4,0	3,58	3,58	3,26	3,26
Діапазон температур (зовнішнє повітря)		тепло	-20 ...+43				
		холод	-15...+ 43				
Діапазон температур (вода)		тепло	35 - 55 °C				
		холод	7...20 °C				
Пусковий струм		А	5				
Робочий струм		А	4,7	19,0	6,4	20,1	6,7
Максимальний струм		А	15,0	26,0	15,0	26,0	15,0
Максимальна довжина трас		м	100	100	100	100	100
Макс. різниця висот	Внут. блок вище	м	30	30	30	30	30
	Внут.блок нижче	м	15	15	15	15	15

Для того, щоб покрити теплове навантаження величиною 50 кВт потрібно встановити три блоки. Їхня теплова потужність визначиться так:

$$Q_{\text{зовн. блоків}} = 3 \cdot 16,7 = 50,1 \text{ кВт}$$

З технічних даних видно, що коефіцієнт трансформації COP=3,78. Це означає, що на одиницю затраченої електроенергії продукується 3,78 одиниць теплової енергії. Окрім цього, такий тепловий насос працюватиме з найвищим COP при температурах води у внутрішньому блоці від 40 до 45 °C. Сумарне споживання електроенергії трьох блоків розраховується як:

$$N=3 \cdot 4,42 = 13,3 \text{ кВт},$$

де 4,42 електрична потужність 1-го блоку, кВт.

Такий елемент конструкції, як правило, ставиться на спеціальну раму, оскільки його вага складає 105 кг [6].

На рисунках рис.3.4 та рис.3.5 зображено зовнішній блок.



Рисунок 3.4 - Зовнішній вигляд зовнішнього блоку теплового насосу

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

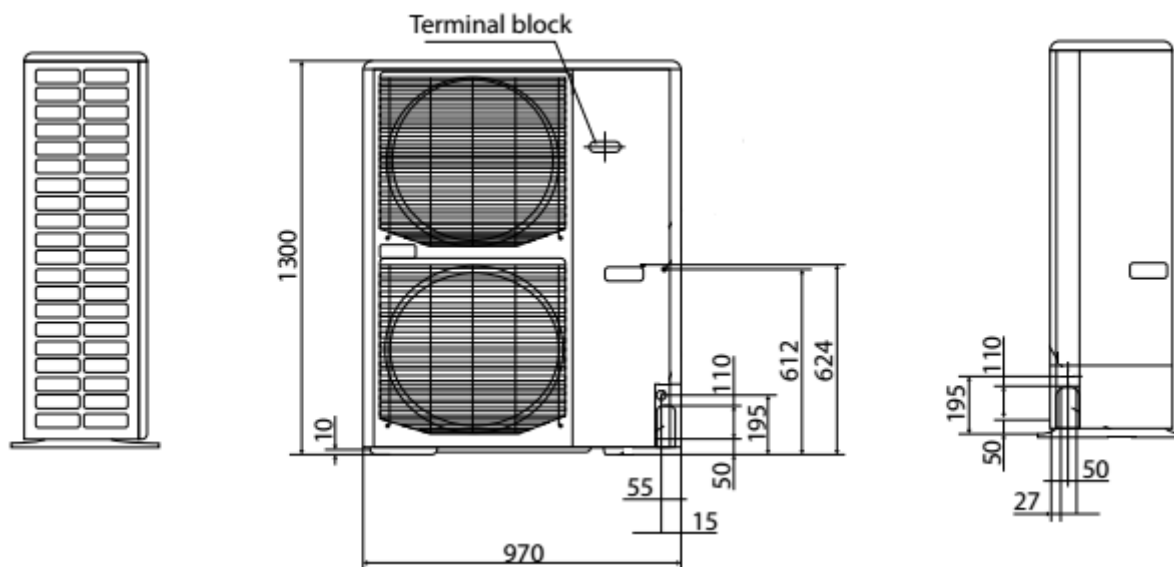


Рисунок 3.5- Зовнішній блок

3.4 Вибір внутрішнього блоку теплового насосу

Для того щоб вибрати внутрішній блок теплового насосу, основним елементом конструкції якого є пластинчатий теплообмінник, необхідно визначитися з його основними параметрами. До них належать теплова потужність та площа поверхні теплообміну F .

3.4.1 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

3.4.2 Масова витрата води

Згідно до рівняння теплового балансу визначимо необхідну масову витрату води

$$Q = m_g \cdot c_p (t_2 - t_1) , \text{кВт} \quad (3.7)$$

де m_v -масова витрата води, кг/с

c_p - питома ізобарна теплоємність води, кДж/кгК

t_1 - температура води на вході в теплообмінник, °С

t_2 - температура води на виході з теплообмінника, °С

З рівняння (3.7) знаходимо масову витрату:

$$m_g = \frac{50}{4,19(45 - 40)} = 2,4 \text{ кг / с}$$

Відповідно до прийнятого рішення встановити три теплових насоси, отримана масова витрата води буде циркулювати через три теплообмінники, отже:

$$m_{61} = \frac{2,4}{3} = 0,8 \text{ кг / с}$$

Розрахунок проводитимемо по методиці наведеній в [7].

3.4.3 Характеристики міжпластинного каналу

Задамося типом пластин 0,3 з товщиною $\delta_{nl}=1$ мм. З [7] знаходжу такі параметри пластин:

$S_{кан}=0,0011 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу каналу

$d_e=0,008 \text{ м}$ – еквівалентний діаметр

$l_{кан}=1,12 \text{ м}$ – приведена довжина каналу

$F_{nl}=0,3 \text{ м}^2$ – площа поверхні однієї пластини

$C_l=0,6$; $C_m=0,1$; $A_l=425$; $A_m=19,3$ – емпіричні коефіцієнти.

3.4.4 Характеристики холодоагенту

Визначаю теплофізичні властивості холодоагенту при температурі конденсації $t_{конд}=50^\circ\text{C}$

$\lambda=76 \cdot 10^3 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – коефіцієнт теплопровідності

$\mu=85 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамічна в'язкість

$\rho=911,4 \text{ кг/м}^3$ – густина

$r=137,7 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота пароутворення

3.4.5 Характеристики води

З [8] визначаємо основні теплофізичні параметри води при визначальній температурі, яка дорівнює середній між температурами вхідної та вихідної води

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2}, ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

де t_1 – температура охолодженої води, що надходить з системи опалення, $^\circ\text{C}$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

t_2 - температура нагрітої в теплообміннику води води, °C

$$t = \frac{40 + 45}{2} = 42,5 \text{ } ^\circ C$$

Методом лінійної інтерполяції знаходимо наступні величини:

$\rho_6=991,2 \text{ кг/м}^3$ - густина, [8]

$\mu_6=627,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ - динамічна в'язкість, [8]

$\lambda_6=63,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коефіцієнт теплопровідності, [8]

$c_p=4,174 \text{ кДж/кг}$ - питома ізобарна теплоємність, [8]

$Pr=4,12$ - критерій Прандтля, [8]

Приймаю швидкість води, що нагрівається $w=0,5 \text{ м/с}$, тоді з рівняння нерозривності знаходимо необхідну площу перерізу.

$$m_{e1} = \rho_6 \cdot w_6 \cdot S \quad (3.9)$$

$$S = \frac{m_{e1}}{\rho_6 \cdot w_6} = \frac{0,8}{991,2 \cdot 0,5} = 0,0016 \text{ м}^2 \quad (3.10)$$

Визначаю число паралельних каналів по яких рухається кожне середовище:

$$n_{кан} = \frac{S_{пак}}{S} = \frac{0,0016}{0,0011} = 1,45$$

Отримане значення округлюємо до цілого і отримуємо $n_{кан}=2$.

Площа теплопередачі визначиться

$$F_{пак} = 2 \cdot n_{кан} F_{пл}, \text{ м}^2 \quad (3.11)$$

де $F_{пак}$ - площа пакету пластин, м^2 .

$$F_{пак} = 2 \cdot 2 \cdot 0,3 = 1,2 \text{ м}^2$$

Уточнюємо отримані значення площі поперечного перерізу пакету та швидкості теплоносіїв

$$S_{пак} = n_{кан} S_{кан} = 2 \cdot 0,0011 = 0,0022 \text{ м}^2$$

$$w_6 = \frac{m_6}{\rho_6 S_{пак}} = \frac{0,8}{991,2 \cdot 0,0022} = 0,4 \text{ м/с}$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо середню температуру пластини апарату (температура стінки)

$$t_{cm} = \frac{t_{конд} + t_1}{2} = \frac{50 + 42,5}{2} = 46,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При температурі стінки знаходимо значення числа Прандтля для води; $Pr=3,83$

Визначаємо число Рейнольдса для руху води

$$Re_{\epsilon} = \frac{w_{\epsilon} \cdot d_{\epsilon}}{\nu_{\epsilon}} \quad (3.12)$$

$$Re_{\epsilon} = \frac{0,4 \cdot 0,008}{0,633 \cdot 10^{-6}} = 5,056$$

Так як $Re_{\epsilon} > 300$, то рух води є турбулентним [7].

3.4.6 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до води

Число Нусельта для турбулентного руху розраховуємо за наступною рівністю:

$$Nu = C_T \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot 5056^{0,73} \cdot 4,12^{0,43} \left(\frac{4,12}{3,83} \right)^{0,25} = 95 \quad (3.13)$$

$$\alpha_{\epsilon} = Nu \cdot \frac{\lambda_{\epsilon}}{d_{\epsilon}} = 95 \cdot \frac{63,8 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 7576 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (3.14)$$

3.4.7 Коефіцієнт тепловіддачі від фреону до стінки теплообмінника

Різницю температур при конденсації фреону приймемо $\Delta t = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$, тоді формула для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі прийме вигляд

$$\alpha_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot r \cdot g \cdot \rho_1^2}{\mu \cdot \Delta t \cdot l_{кан}}} = \sqrt[4]{\frac{(76 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 137,7 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 911,4^2}{85 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 1,12}} = 8500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (3.15)$$

3.4.8 Коефіцієнт теплопередачі

Обчислюємо коефіцієнт теплопередачі за формулою для плоскої стінки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{пл}}{\lambda_{пл}} + \frac{1}{\alpha_{\epsilon}}} = \frac{1}{\frac{1}{8500} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{7576}} = 3205 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (3.16)$$

3.4.9 Середній логарифмічний температурний напір в теплообміннику

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

При конденсації одного теплоносія з вищою температурою, та нагріванні іншого з нижчою температурою, графік їх зміни температур по площі теплообміну

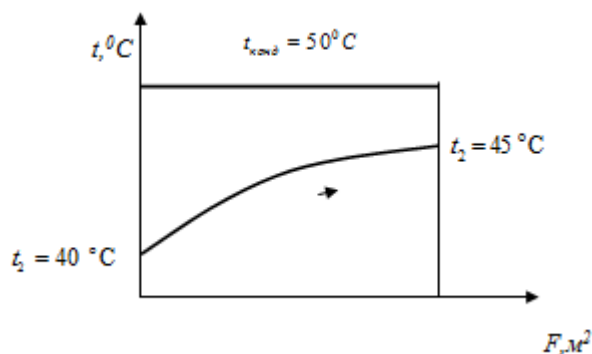


Рисунок 3.6- Графік зміни температур по площі теплообміну при конденсації одного теплоносія з вищою температурою, та нагріванні іншого з нижчою температурою

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.17)$$

де Δt_B - різниця температур між температурою конденсації та входу води, $^\circ\text{C}$

Δt_M - різниця температур між температурою конденсації та виходу води, $^\circ\text{C}$

$$\Delta \bar{t} = \frac{(50 - 40) - (50 - 45)}{\ln \frac{10}{5}} = 7,2^\circ\text{C}$$

3.4.10 Площа теплопередачі теплообмінника

З рівняння теплопередачі обчислюємо площу теплообмінника

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{16,7 \cdot 10^3}{3205 \cdot 7,2} = 0,72 \text{ м}^2 \quad (3.18)$$

3.5 Розрахунок пластинчатого теплообмінника за допомогою програми «Dasnfoss Hexact»

Для порівняння отриманих даних розрахунків та вибору оптимального варіанту теплообмінника проведемо ще один розрахунок за допомогою програмного забезпечення «Dasnfoss Hexact (v.5.2.9)»

Відкривши програму на ПК обираємо тип теплообмінника-конденсатор на вкладці «Тепловий насос» рис.3.7.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

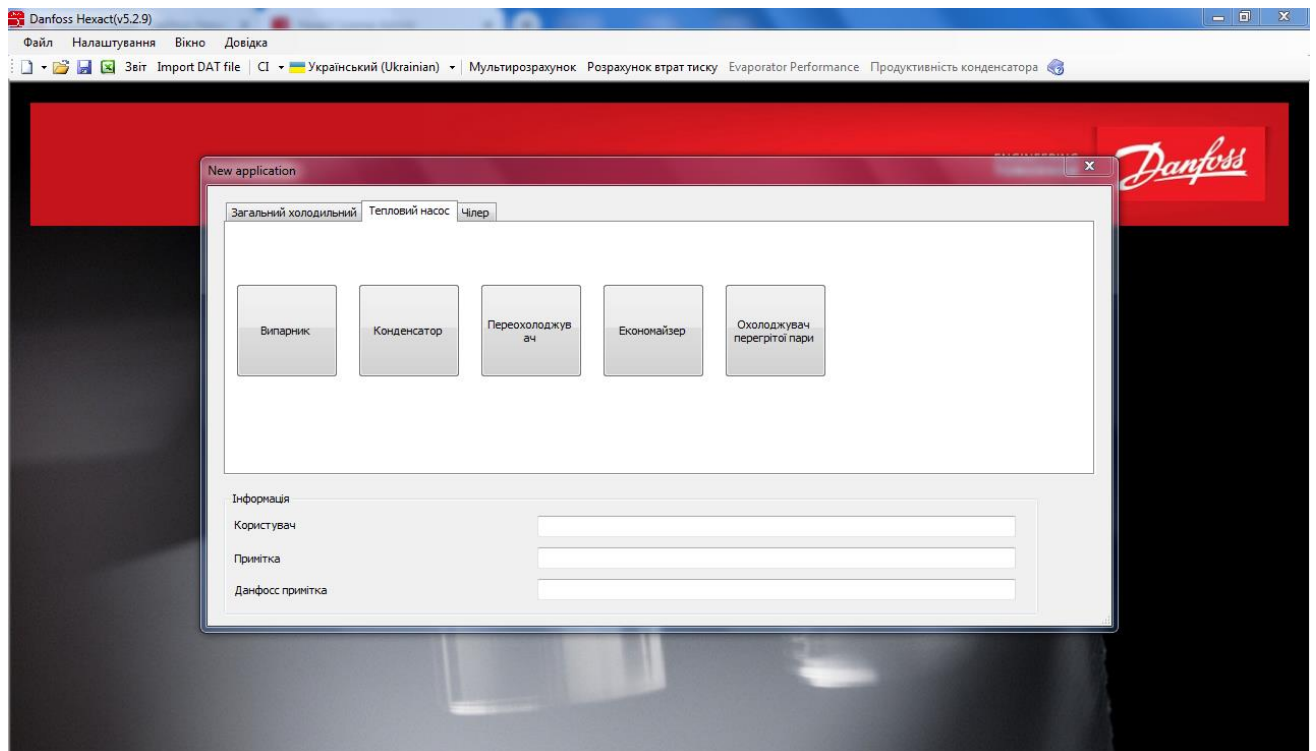


Рисунок 3.7- Початкове діалогове вікно програми

Згідно з вихідними даними отриманими в підпунктах 1.3.1, 1.4.1 та 3.4.10 заповнюємо поля для розрахунку вказавши додатково запас поверхні теплообміну 5%. В програмі за замовчуванням враховується переохолодження конденсату фреона на 3К. В полі «Оптимальний варіант» вказуємо тип теплообмінників ВРНЕ, оскільки виробник позиціонує їх як конденсатори «фреон-вода». Обираємо тип руху теплоносіїв «Протитечія», та вказуємо кількість максимальну кількість включених приладів 1. Масову витрату води m_v програма визначає автоматично.

Поля «Макс. Втрати тиску» для двох теплоносіїв заповнено згідно рекомендацій користування програмним забезпеченням [9]. В результаті розрахунку було отримано дані наведені на рис.3.8.

Як видно з рис.3.9 середня логарифмічна різниця температур у теплообміннику складає $\Delta t = 7,17$ K, що практично дорівнює числу отриманому в ручному розрахунку в пп.3.4.9 ($\Delta t = 7,2$ K). Тепловий потік в апараті складає $q = 15,127$ кВт/м². Коефіцієнт теплопередачі $K = 3041$ Вт/м²K, що також майже не відрізняється від попереднього розрахунку.

Програма автоматично підбрала список можливих апаратів, що відповідають вказаним параметрам, результати зображено на рис. 3.10.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Danfoss Hexact(v5.2.9) - [Тепловий насос-Конденсатор(1)]

Файл Налаштування Вікно Довідка

Звіт Import DAT file CI Український (Ukrainian) Refprop

Проектний ☒ Перевірочний ☐ Конструкторський ☐

Тип розрахунку: Визначити температуру конденсації та витрату робоч

Теплообмінник: Оптимальний варіант-ВРНЕ

☐ Обмеження габаритів (Висота x Ширина) x mm

Макс. кількість підключених приладів: Паралельно 1

Напрямок потоку: ☒ Протитечія ☐ Прямотечія

	Сторона ХолодАгента	Сторона розсола
Робоче середовище	R410A	Вода
Фаза		Рідина
Абсолютний тиск	<input type="text"/> bar	<input checked="" type="radio"/> <input type="text"/> bar
Температура насичення	<input type="text"/> °C	<input type="text"/> °C
Концентрація	<input type="text"/> %	<input type="text"/> %
Навантаження	16,70	kW
Запас поверхні	5,0	%
Фактор забруднення		m ² -K/kW
Вхідна температура		40,00 °C
Вихідна температура		45,00 °C
Вхідна температура	80,00 °C	
Температура конденсації	50,00 °C	
Переохолодження	3,00 K	
Витрата	Масова <input type="text"/> 0,1 kg/s	Масова <input type="text"/> kg/s
Макс. втрати тиску	50,00 kPa	40,00 kPa
Кількість пластин	<input type="text"/>	

Розрахувати

Рисунок 3.8 - Вихідні дані для автоматичного розрахунку

Поля «Макс. Втрати тиску» для двох теплоносіїв заповнено згідно рекомендацій користування програмним забезпеченням [9]. В результаті розрахунку було отримано дані наведені на рис.3.9.

Danfoss Hexact(v5.2.9) - [Тепловий насос-Конденсатор(1)]

Файл Налаштування Вікно Довідка

Звіт Import DAT file CI Український (Ukrainian) RePROP Мультирозрахунок Розрахунок втрат тиску Evaporator Performance

Проектний Перевірочний Конструктор

Тип розрахунку: Визначити температуру конденсації та витрату робочої речовини

Теплообмінник: Оптиміальний варіант-ВРНЕ

Обмеження габаритів (Висота x Ширина): x mm

Макс. кількість підключених приладів: Паралельно 1

Напрямок потоку: ☒ Протитік ☐ Прямотік

Робоче середовище: R410A

Фаза: Рідина

Абсолютний тиск: bar

Температура насичення: °C

Концентрація: %

Навантаження: 16,70 kW

Запас поверхні: 5,0 %

Фактор забруднення: m²

Вхідна температура: 40,0 °C

Вихідна температура: 45,0 °C

Вхідна температура: 80,00 °C

Температура конденсації: 50,00 °C

Переохолодження: K

Витрата: Масова 0,1 kg/s

Макс. втрати тиску: 50,00 kPa

Кількість пластин: 40,0

Теплообмінник: В3-030-50-H Кількість: 1 (Паралельно)

Розрахункові параметри

Розрахункові параметри	Одиниці виміру	Сторона Холода Агента	Сторона з розсолон
Вхідна температура	°C	80,00	40,00
Температура конденсації	°C	50,00	
Переохолодження	K	0,00	
Вихідна температура	°C	49,89	45,00
Масова витрата	kg/s	0,100	0,800
Об'ємна витрата	L/min	59,746	48,335
Теплове навантаження	kW	16,70	
СерлорPзнт-р	K	7,17	
Тепловий потік	kW/m ²	15,127	
Abs.Тиск рідини в момент конденсації	bar	30,63	
Напруга зсуву	Pa	6,51	91,13

Властивості робочого середовища

Властивості робочого середовища	Одиниці виміру	Сторона Холода Агента	Сторона з розсолон
Загальні втрати тиску	kPa	2,79	39,72
Втрати тиску в каналах	kPa	2,80	39,22
Втрата тиску у патрубках	kPa	-0,01	0,49
Швидкість у патрубках	m/s	1,00(Вхід)/0,26(Вхід)	1,14
Швидкість в каналах	m/s	0,19	0,32
Число Рейнольдса			1283
Коефіцієнт теплопередачі	W/m ² ·K	3041,2	17164,7
Середня температура стінки	°C	43,91	43,64
Початкова температура	°C	49,95	42,50
В'язкість рідини	mPa·s	0,0819	0,6264

Рисунок 3.9- Результати розрахунку

Конденсатор(1)]

Відка

Український (Ukrainian) RePROP Мультирозрахунок Розрахунок втрат тиску Evaporator Performance

Теплообмінник	Кількість	Ціновий фактор(%)	Запас (%)	Пластини / Кількість	Канали	Загальна площа (м ²)	HTC (W/m ² ·K)	P.D. 1 (kPa)	P.D. 2 (kPa)
В3-030-50-H	1	100	16,9	50	(24H)/(25H)	1,1	2466,2/2109,1	2,79	39,72
В3-052-22-M	1	106,94	10,9	22	(10M)/(11M)	1,02	2534,0/2285,1	3,19	34,77
В3-052-28-L	1	123,61	6,4	28	(13L)/(14L)	1,33	1865,3/1753,3	0,97	11,74
В3-052-28-H	1	123,61	29,7	28	(13H)/(14H)	1,33	2280,6/1758,3	3,27	37,71
В3-027-50-H	1	128,47	5,8	50	(24H)/(25H)	1,2	2048,3/1936,7	0,52	7,92
В3-027-70-M	1	165,51	6,8	70	(34M)/(35M)	1,7	1459,8/1366,5	0,08	2,14
В3-095B-14-H	1	210,88	8,1	14	(6H)/(7H)	1,2	2095,1/1939,0	1,84	19,67
В3-095-14-H	1	210,88	27	14	(6H)/(7H)	1,14	2597,1/2045,7	3,49	32,99
В3-095B-16-M	1	221,53	13	16	(7M)/(8M)	1,4	1875,8/1659,9	0,46	4,73
В3-027-106-L	1	232,18	6,1	106	(52L)/(53L)	2,6	948,2/893,4	0,01	1,21
В3-095B-22-L	1	253,47	9,6	22	(10L)/(11L)	2	1272,7/1161,6	0,11	1,64
В3-095-22-L	1	253,47	10,5	22	(10L)/(11L)	1,9	1351,0/1222,8	0,12	1,96
В3-095-22-M	1	253,47	14	22	(10M)/(11M)	1,9	1394,4/1222,9	0,24	3,22
В3-113-14-H	1	257,18	8,7	14	(6H)/(7H)	1,16	2177,1/2003,1	3,28	32,61
В3-136-22-H	1	334,03	6,7	22	(10H)/(11H)	1,96	1265,3/1185,5	0,28	3,36
В3-210-8-H	1	577,78	15,7	8	(3H)/(4H)	1,26	2142,1/1851,6	3,79	27,31

Рисунок 3.10- Список можливих теплообмінників

Зі списку теплообмінників представлених на рис.3.10 пріоритетним варіантом є В-3-052-22-М. Незважаючи на те, що його вартість на 6,94% вища, ніж у моделі В-3-030-50-Н, він має нижчий запас по площі і нижчий гідравлічний опір по ходу води, що зумовлено меншою кількістю каналів. З цих міркувань обираємо три теплообмінника моделі В-3-052-22-М, який зображено на рис 3.11.

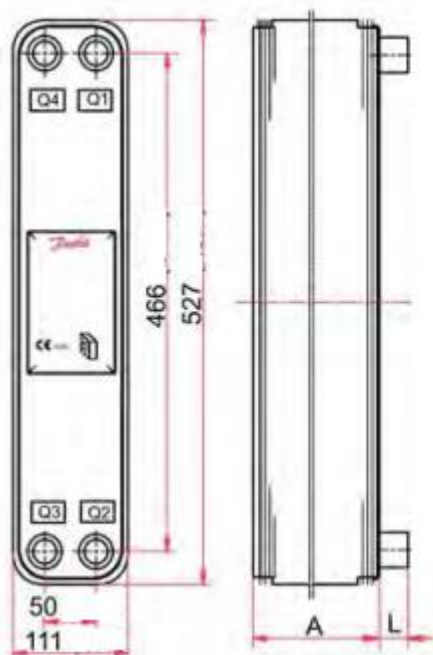


Рисунок 3.11 - Паяний пластинчатий теплообмінник моделі В-3-052-22-М фірми «Danfoss»

3.6 Розрахунок та вибір накопичувальних баків системи гарячого водопостачання.

Бойлер непрямого нагріву- важливий елемент системи опалення на основі теплових насосів. Це сталевий бак, який добре теплоізовлювано. Основною задачею бойлера непрямого нагріву є накопичення гарячого теплоносія та роздача його споживачам у відповідності з графіком споживання теплоти. В моменти пікових навантажень, така ємність допомагає системі швидше досягти необхідних параметрів теплоносія. Також при повному «зарядженні» такого акумулятора система гарячого водопостачання може працювати взагалі без увімкнених теплових насосів, що дозволить додатково заощадити на електроенергії. Необхідний об'єм бойлера розраховуватимемо за методикою, наведеною в [14].

3.6.1 Вихідні дані для розрахунку водонагрівача-теплоакумулятора

Для розрахунку необхідні наступні параметри: час нагрівання води в баці- τ , год. Для розрахунку приймемо час нагрівання води $\tau=3$ год; маса води, що нагрівається $G_2=2000$ кг; витрата гріючої води.

З рівняння теплового балансу, враховуючи теплове навантаження на ГВП та вхідні і вихідні температури гріючої води обчислюємо

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$G_{\epsilon} = \frac{Q_{ГВП}}{c_p(t_1 - t_2)} = \frac{27,9}{4,19(45 - 40)} = 1,33 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Ця ж витрата за годину

$$G_{\epsilon} \cdot 3600 = 1,33 \cdot 3600 = 4788 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Температура гріючої води на вході згідно з параметрами теплового насоса $t_1=45^{\circ}\text{C}$

Температура входу води, що нагрівається обираємо як температуру в водопровідній мережі взимку : $t_{2,ex}=5^{\circ}\text{C}$

Температура виходу води, що нагрівається $t_{2,вых}=40^{\circ}\text{C}$

Матеріал теплообмінника- нержавіюча сталь

Розмір трубок теплообмінника- $d_{\text{вн}}=21 \text{ мм}$

Товщина стінки трубки теплообмінника $\delta_{\text{тр}}=2 \text{ мм}$

3.6.2 Розрахунок теплоаккумулятора

Розрахунок починаємо з визначення питомої продуктивності апарату

$$kF = G_{\epsilon} c_{\epsilon} \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2}{G_{\epsilon} \tau} \ln \frac{t_1 - t_{2,ex}}{t_1 - t_{2,вых}}} \frac{\text{кДж}}{\text{год} \cdot \text{К}} \quad (3.18)$$

Підставивши необхідні числові значення, отримаємо:

$$kF = 2000 \cdot 4,19 \ln \frac{1}{1 - \frac{4788}{2000 \cdot 3} \ln \frac{45 - 5}{45 - 40}} = 3938 \frac{\text{кДж}}{\text{год} \cdot \text{К}}$$

Середня температура води, що нагрівається за наближеною формулою:

$$\bar{t} = t_1 - \frac{t_{2,вых} - t_{2,ex}}{\ln \frac{t_1 - t_{2,ex}}{t_1 - t_{2,вых}}}, ^{\circ}\text{C} \quad (3.19)$$

$$\bar{t} = 45 - \frac{40 - 5}{\ln \frac{45 - 5}{45 - 40}} = 28^{\circ}\text{C}$$

Для обчислення коефіцієнта теплопередачі задаємося швидкістю руху води $w=0,4 \text{ м/с}$.

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} \quad (3.20)$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості визначаємо з [8] по середній температурі

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{45 + 40}{2} = 42,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 0,633 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{0,4 \cdot 0,021}{0,633 \cdot 10^{-6}} = 13270 > 10000$$

3.6.3 Коефіцієнти тепловіддачі

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до стіно труб α_6 визначаємо по формулі:

$$\alpha_6 = A_B \frac{w^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,5}}, \frac{Bm}{\text{м}^2 \text{ К}} \quad (3.21)$$

де A_B - емпіричний коефіцієнт, що вибирається з табл.1-1 [14]. $A_B = 2101$

$$\alpha_6 = 2101 \frac{0,4^{0,8}}{0,021^{0,5}} = 9145 \frac{Bm}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 від трубок теплообмінника до води, що нагрівається визначаємо за формулою для природної конвекції при горизонтальному розміщенні труб.

$$\text{Nu} = C(\text{Gr Pr})^n \quad (3.22)$$

Визначаємо значення температури стінки

$$t_{\text{cm}} = \frac{t + t_2}{2} = \frac{28 + 42,5}{2} = 35,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Середня температура пограничного шару води, що гріється

$$t_{\text{м}} = \frac{t + t_{\text{cm}}}{2} = \frac{28 + 35,25}{2} = 31,62 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Знаходимо критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{\beta g d^3 \Delta t}{\nu^2} \quad (3.23)$$

де β - коефіцієнт об'ємного розширення, $1/\text{К}$

g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$

d - зовнішній діаметр труби, м

$\Delta t = t_{\text{cm}} - t_{\text{ср}}$ - температурний напір між водою, що нагрівається та стінкою труби

$$\text{Gr} = \frac{2,93 \cdot 10^{-4} \cdot 9,8 \cdot 0,025^3 \cdot (35,25 - 28)}{(0,845 \cdot 10^{-6})^2} = 0,45 \cdot 10^6$$

Далі по таблиці фізичних констант [8] знаходимо для води $\text{Pr} = 5,74$, тоді добуток Gr Pr :

$$\text{Gr Pr} = 0,45 \cdot 10^6 \cdot 5,74 = 2,583 \cdot 10^6$$

За цим добутком знаходимо значення коефіцієнтів C та n в [14]. $C = 0,54$; $n = 0,25$.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$Nu = 0,54(2,583 \cdot 10^6)^{0,25} = 21,65$$

З безрозмірного коефіцієнту тепловіддачі знаходимо його розмірне значення:

$$\alpha_2 = Nu \cdot \frac{\lambda_m}{d}, \quad \frac{Вт}{м^2 К} \quad (3.24)$$

де λ_m - коефіцієнт теплопровідності пограничного шару води при температурі t_m ;

$$\lambda_m = 61,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\alpha_2 = 21,65 \cdot \frac{61,8 \cdot 10^{-2}}{0,025} = 535 \quad \frac{Вт}{м^2 К}$$

3.6.4 Коефіцієнт теплопередачі

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі за формулою для плоскої стінки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{mp}}{\lambda_{mp}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad \frac{Вт}{м^2 К} \quad (3.25)$$

де λ_{cm} -коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби, Вт/м•К. Для нержавіючої сталі ця

величина становить $\lambda_{cm} = 41 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{9145} + \frac{0,002}{41} + \frac{1}{535}} = 495 \quad \frac{Вт}{м^2 К}$$

3.6.5 Розрахунок площі теплообміну апарату

Поверхня нагріву апарату

$$F = \frac{kF}{K} = \frac{3938}{495} = 7,95 м^2$$

Визначаємо конструктивні розміри апарату. Об'єм апарату визначиться за наступною

формулою

$$V = \frac{G_2}{\rho_g} = \frac{2000}{995} = 2,01 м^3$$

3.6.6 Вибір накопичувальних ємностей

Для полегшення вибору, а також для забезпечення безперебійної роботи системи ГВП обираємо дві ємності по $1 м^3$ кожна.

Бойлер непрямого нагріву (рис.3.12) - це металева ємність, що теплоізолюється. Вона має патрубки для підключення трубопроводів та контрольно-вимірювальної апаратури. На

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

замовлення можуть обладнуватися змієвиковими теплообмінниками, а також отвором для встановлення електричного ТЕНа. З каталога виробника «ClimTek» обираємо модель бойлера непрямого нагріву ЕВК-1-1000 (рис.3.12). Така ємність спеціально розроблена для нагріву водопровідної води. З середини ємність емальована.



Рисунок 3.12 - Бойлер непрямого нагріву

Внутрішній блок теплового насосу забезпечуватиме систему водою з температурою $t=45^{\circ}\text{C}$. В свою чергу згідно до нормативного документу [4] температуру гарячої води в місцях водо розбору необхідно приймати не нижчою за 55°C . Отже виникає потреба в додатковому нагріві води від $t=45^{\circ}\text{C}$ до $t=55^{\circ}\text{C}$. Для цього використаємо трубчатий електронагрівач.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

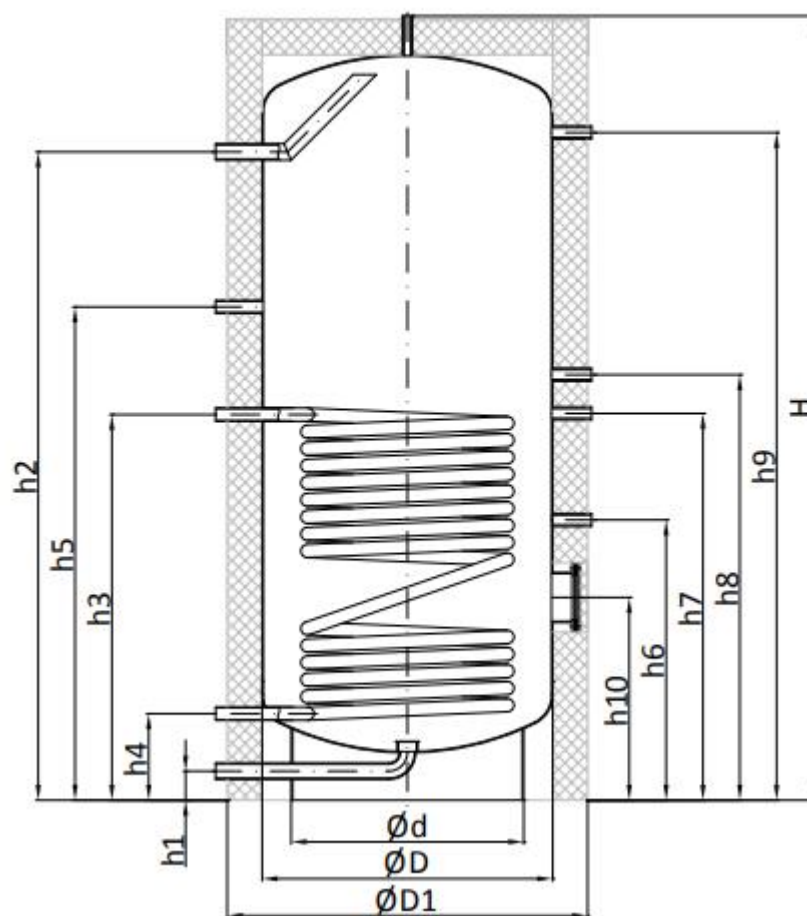


Рисунок 3.13- Модель бойлера непрямого нагріву ЕВК-1-1000

Таблиця 3.2- Основні технічні характеристики бойлера непрямого нагріву ЕВК-1-1000

V _{бака} , л	Габарити, мм				S _{топ} , м ²	V _{топ} , л	Приєднувальні розміри, мм									
	H	ØD1	ØD	Ød			h1	h4	h5	h6	h9	h10	h11	h12	h13	h14
400	1705	800	600	450	1,48	11	75	1381	821	181	1031	631	831	931	1431	481
	½"						1"				¾"					
500	1955	800	600	450	1,84	14	75	1631	953	181	1231	681	956	1056	1681	481
	½"						1"				¾"					
750	2025	950	750	600	2,42	18	75	1673	995	223	1273	723	998	1098	1723	523
	½"						1¼"		1"		1"	¾"				
1000	2060	1050	850	700	3,00	29	75	1690	990	240	1290	740	1015	1115	1740	540
	½"						1¼"				1"	¾"				
1500	2200	1200	1000	850	4,10	37	75	1771	1121	321	1371	821	1096	1196	1821	621
	½"						1½"		1¼"			¾"				

3.7 Вибір трубчатого електронагрівача

3.7.1 Необхідна потужність ТЕНа

$$N = \frac{c_p \cdot m \cdot \Delta t}{\tau}, \text{ кВт} \quad (3.26)$$

де $\Delta t=10^{\circ}\text{C}$ – необхідна величина нагріву води

$\tau = 3600 \text{ с}$ - необхідний час нагріву води

$$N = \frac{4,19 \cdot 1000 \cdot 10}{3600} = 11,6 \text{ кВт}$$

З каталога виробника «Тенко» обираємо модель ТЕНа потужністю 12 кВт.



Рисунок 3.14- Трубчатий електронагрівач

Електронагрівач живиться напругою 380В і має ККД=99%. Нагрівач виготовлений з нержавіючої жаростійкої сталі. Блок регульованого нагрівача працює таким чином, що при вистиганні навколишнього об'єму теплоносія на $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ нагрів вмикається автоматично. Виробник рекомендує при монтажі передбачити увімкнення нагрівача через захисний комутаційний пристрій [11]. Крім цього пристрій обладнано тепловим захистом, який спрацюватиме при досягненні температури $t=95 (\pm 5)^{\circ}\text{C}$ теплоносієм.

3.8 Вибір теплоаккумулятора системи опалення

Теплоаккумулятор- важливий елемент системи опалення на основі теплових насосів. Його конструкція подібна до конструкції бойлера непрямого нагріву. Це так само сталевий

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

бак, який добре теплоізовльовано. Основною задачею тепло акумулятора є накопичення гарячого теплоносія та роздача його споживачам у відповідності з графіком споживання теплоти. В моменти пікових навантажень, така ємність допомагає системі швидше досягти необхідних параметрів теплоносія. Також при повному «зарядженні» такого акумулятора система опалення може деякий час працювати взагалі без увімкнених теплових насосів, що дозволить додатково заощадити на електроенергії.

3.8.1 Розрахунок теплоакумулятора

Необхідний об'єм теплоакумулятора розраховується за спрощеною методикою зі співвідношення

$$V = Q \cdot (25 \dots 50 \text{ л}) \quad (3.27)$$

де V- об'єм тепло акумулятора, л

Q - теплова потужність джерела тепла, кВт

(25...50л)- рекомендований об'єм теплоакумулятора на одиницю потужності котла, л

В проєктованій системі використовуватиметься три теплові насоси тепловою потужністю Q=16,7 кВт кожен, але теплове навантаження розділяється на систему ГВП та систему опалення. На контур системи опалення припадає:

$$Q_{оп} = Q - Q_{звн.сер}^{жс} = 50,1 - 27,9 = 22,2 \text{ кВт}$$

Беручи завідомо вищим об'єм теплоакумулятора на одиницю потужності котла отримуємо:

$$V = 22,2 \cdot 45 = 999 \text{ л}$$

За необхідним об'ємом та параметрами теплоносія обираємо тепло акумулятор. До нього з одного боку підключається контур теплових насосів, а з іншого контур системи опалення. Нагрівальними приладами в контурі є батареї. Теплої підлоги чи вентиляції в будівлі немає, отже теплоакумулятор слід обирати серед моделей без внутрішніх теплообмінників для ГВП, баків і т.п. Цим умовам задовольняє модель А-1000 об'ємом 1000л виробника «ClimTek» (рис 3.14).

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.14- Теплоаккумулятор для контура системи опалення

Теплоаккумулятор в схемі опалення також виконує функцію гідравлічної стрілки. Гідравлічна стрілка - це пристрій який призначений для вирівнювання температур і тиску в системі. Вона включається між контуром джерела тепла та контуром системи опалення. При встановленні гідрострілки необхідно передбачити окремі циркуляційні насоси в цих контурах. Оскільки діаметри трубопроводів від теплового насоса та контура опалення різні, то часто виникає необхідність встановлення окремих насосів. Гідрострілка представляє собою циліндричний пустотілий корпус з патрубками входу і виходу теплоносіїв, що по-суті і є, в даному випадку, тепло аккумулятором.



Рисунок 3.15- Гідравлічна стрілка

Як видно з рис.3.15 конструкція гідрострілки практично не відрізняється від конструкції теплоаккумулятора.

3.9 Вибір розширювальних баків

Розширювальний бак - це елемент рідинної системи опалення, що слугує для прийому надлишків тиску, що виникають в гідравлічній системі при зміні температури теплоносія внаслідок температурного розширення. У випадку відсутності такого елемента в системі, внутрішні тиски, які виникатимуть у рідині при її розширенні можуть легко зруйнувати слабку ланку системи, перевищивши її допустиме напруження. Така ситуація призводить до розгерметизації, падіння тиску в системі, та виходу її з ладу. Особливо за низької температури навколишнього повітря та незадовільної ізоляції будівлі, температура повітря у приміщеннях може швидко опуститися нижче нормованої межі.

Розширювальні баки бувають відкритого та закритого типів. В теплових пунктах переважно використовуються баки закритого типу. Це ізольована посудина з мембраною, яка розділяє її на дві камери. Під мембраною знаходиться рідина і вона сполучена з системою. Над мембраною є газова подушка з надлишковим тиском, що налаштований таким чином, щоб при збільшенні тиску в системі мембрана прогиналася та бачок поглинав надлишковий об'єм теплоносія. Мембранний розширювальний бак зображено на рис.3.16.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

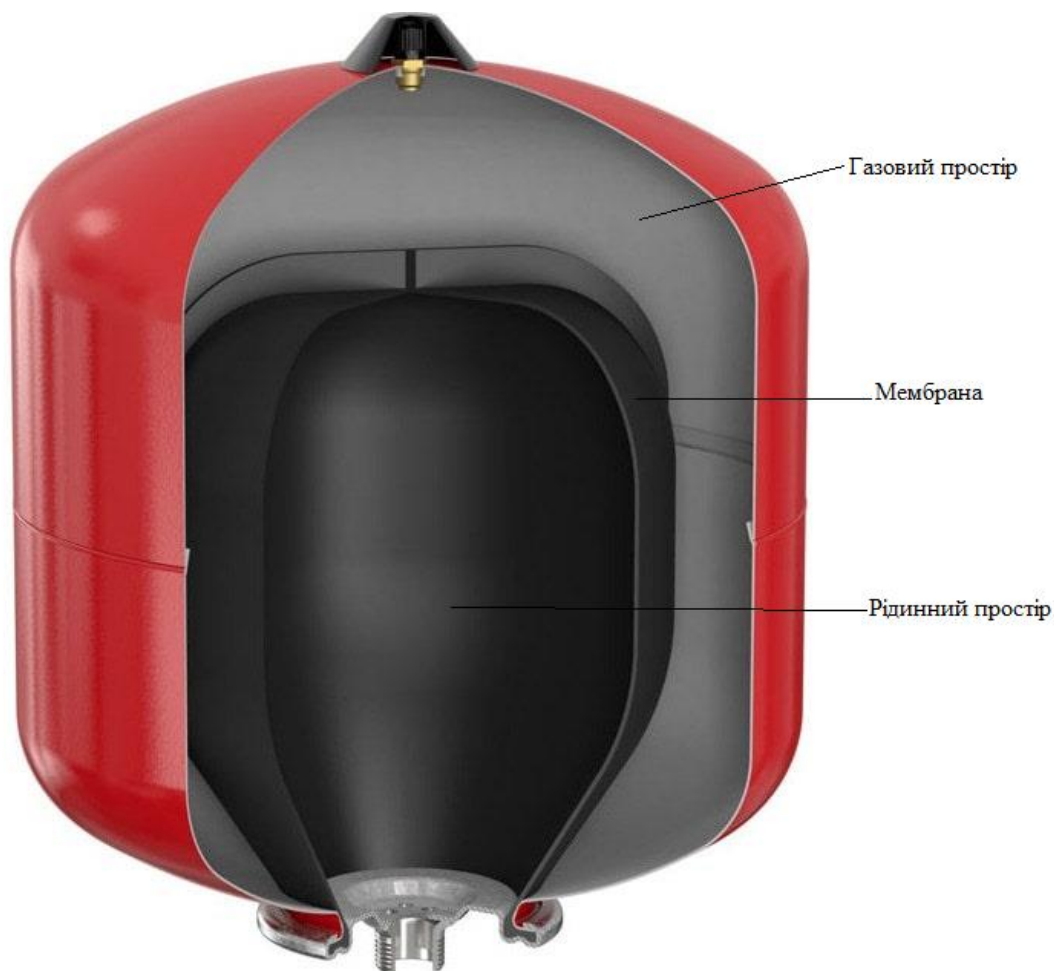


Рисунок 3.16- Конструкція мембранного розширювального баку

Для проектованої системи опалення необхідно вибрати два розширювальних баки. Один для системи ГВП та другий для контуру опалення. Для виконання розрахунку необхідно знати об'єм води в системі. В джерелах, зокрема в [12] такий розрахунок ведуть за наближеною методикою у відповідності до формули

$$V_{сис} = Q \cdot 15 \text{ , л} \quad (3.28)$$

де $V_{сис}$ - об'єм системи

Q – потужність джерела тепла, кВт

15- рекомендована величина об'єму системи на 1кВт потужності джерела тепла, л.

Враховуючи, що теплове навантаження на опалення складає $Q_{оп}=22,2$ кВт, то об'єм цього контуру складає:

$$V_{оп} = 22,2 \cdot 15 = 333 \text{ л}$$

Додавши сюди об'єм теплоаккумулятора 1000л отримаємо $V_{оп}=1333$ л

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Розширювальний бак системи ГВП з'єднано з двома бойлерами непрямого нагріву загальним об'ємом 2000л.

Використовуючи програмне забезпечення з інтернет – порталу [13] було розраховано об'єм баків. Для системи опалення необхідно вибрати бак об'ємом 136л, та для системи ГВП бак об'ємом 81л.

З каталогу виробника «Reflex» обираємо модель розширювального баку для питного гарячого водопостачання «Reflex DE 80» об'ємом 80л , а також бак для закритих систем тепло- та холодопостачання об'ємом 140л «HG140». Обидва розширювальні баки зображено на рис 3.17.



Рисунок 3.17- Розширювальні баки

3.10 Гідравлічний розрахунок та вибір трубопроводів

Гідравлічний розрахунок необхідно починати з розрахунку необхідних діаметрів трубопроводів. приймаючи швидкість руху води в подавальному трубопроводі $w=1-1,5$ м/с, а в зворотному $w=0,5-1$ м/с. За наступною формулою, згідно рівняння нерозривності, діаметр трубопроводу визначатиметься як:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \rho w}}, \text{ м} \quad (3.29)$$

де m - масова витрата теплоносія, кг/с

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

w- швидкість теплоносія, м/с. Для подавального трубопроводу її слід приймати w=1-1,5 м/с, а в зворотному w=0,5-1 м/с

ρ- густина води, кг/м³. Для води з температурою 45 °С вона становить ρ=990 кг/ м³.

Згідно отриманих вище розрахункових даних обчислюємо діаметри труб.

Ділянка подачі води від насосу до пластинчатого теплообмінника теплового насосу:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,032 м$$

Колектор гарячої води після трьох теплообмінників

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,055 м$$

Відгалуження трубопроводу до бойлерів непрямого нагріву (спільна труба)

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,0413 м$$

Діаметр трубопроводу до кожного бойлера

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,029 м$$

Зворотний трубопровід від кожного бойлера

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,029 м$$

Колектор холодної води

$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,055 м$$

Ділянка трубопроводу після колектора гарячої води до тепло акумулятора

$$d_7 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,05}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,0367 м$$

Зворотний трубопровід від системи опалення до тепло акумулятора

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$d_8 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,05}{3,14 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,0367 \text{ м}$$

Відгалуження трубопроводів до розширювальних баків приймаємо $d=20\text{мм}$.

За [15] обираємо сталеві труби відповідного сортаменту, що відповідають найближчим значенням розрахункових діаметрів. Отримано такий ряд труб: $d_1=34,3 \times 4 \text{ мм}$; $d_2=54 \times 3 \text{ мм}$; $d_3=41 \times 3,5 \text{ мм}$; $d_4=27,9 \times 2,8 \text{ мм}$; $d_5=27,9 \times 2,8 \text{ мм}$; $d_6=54 \times 3 \text{ мм}$; $d_7=36,7 \times 2,5 \text{ мм}$; $d_8=36,7 \times 2,5 \text{ мм}$.

3.10.1 Уточнення розрахунків

Після обчислення розрахункових діаметрів трубопроводів часто виникає ситуація, коли вони не співпадають з діаметрами сортаментних труб. З цієї причини потрібно уточнити розрахунок відносно швидкості руху води в трубах, для подальшого точного визначення втрат тиску на тертя.

З рівняння нерозривності вираз для визначення швидкості руху води матиме вигляд:

$$w = \frac{4G}{d^2 \pi \rho}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.30)$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0,8}{0,0343^2 \cdot 3,14 \cdot 990} = 0,877 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Після проведення уточнення було отримано такі значення швидкості: $w_2=1,05 \text{ м/с}$; $w_3=1,03 \text{ м/с}$; $w_4=1,01 \text{ м/с}$; $w_5=1,01 \text{ м/с}$; $w_6=1,05 \text{ м/с}$; $w_7=1 \text{ м/с}$; $w_8=1 \text{ м/с}$

3.10.2 Розрахунок лінійних гідравлічних втрат тиску

Рівняння для визначення втрат тиску на тертя має вигляд:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n (Rl + Z), \text{ Па} \quad (3.31)$$

де R - питомі втрати тиску на тертя, Па;

l - довжина ділянки, м

Z - Втрати тиску на місцевих опорах, Па

Для визначення питомих втрат тиску на тертя потрібно обчислити число Рейнольдса.

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (3.32)$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Обчислимо число Рейнольдса по-порядку для всіх діаметрів трубопроводів, розрахованих підрозділі 3.10.

$$Re_1 = \frac{0,877 \cdot 0,0343}{0,633 \cdot 10^{-6}} = 47521$$

Після проведення розрахунку було отримано такі значення числа Рейнольдса: $Re_2=89573$; $Re_3=64770$; $Re_4=48451$; $Re_5=48451$; $Re_6=89573$; $Re_7=43045$; $Re_8=43045$;

Далі необхідно обчислити коефіцієнт опору тертя.

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (3.33)$$

де K - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб, мм. Беруть 0,1 мм [1].

Розрахуємо за формулою (3.33) коефіцієнти опору тертя для всіх діаметрів труб з їх відповідним числом Рейнольдса.

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{0,1}{34,3} + \frac{68}{47521} \right)^{0,25} = 0,02823$$

Підставивши відповідні значення діаметрів та числа Рейнольдса після проведення розрахунку отримано такі результати: $\lambda_2=0,0248$; $\lambda_3=0,0267$; $\lambda_4=0,0292$; $\lambda_5=0,0292$; $\lambda_6=0,0248$; $\lambda_7=0,0291$; $\lambda_8=0,0291$.

Розрахунок питомих втрат тиску на тертя проводиться за наступним співвідношенням

$$R = \lambda \frac{\rho w^2}{2} \frac{1}{d}, \frac{Па}{м} \quad (3.34)$$

Для труби діаметром $d_1=34,3$ мм зі швидкістю руху води у ній $w=0,877$ м/с питомі втрати тиску матимуть значення

$$R_1 = 0,02823 \frac{990 \cdot 0,877^2}{2} \frac{1}{0,0343} = 313 \frac{Па}{м}$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Підставивши значення для усіх інших трубопроводів було отримано такий ряд значень:
 $R_2=251 \text{ Па/м}$; $R_3=322 \text{ Па/м}$; $R_4=528,9 \text{ Па/м}$; $R_5=528,9 \text{ Па/м}$; $R_6=251 \text{ Па/м}$; $R_7=379 \text{ Па/м}$;
 $R_8=379 \text{ Па/м}$.

3.10.3 Втрати тиску на місцевих опорах

Місцеві втрати тиску – це втрати на різноманітних поворотах системи опалення, на розширеннях та звуженнях каналів, а також на трубопровідній арматурі. Для зміни геометрії форми каналу, а також зміни напрямку потоку рідини існують визначені коефіцієнти втрат тиску, які наведені в [1]. На шляху циркуляційного насосу мають місце такі місцеві опори (починаючи з вихідного патрубку насоса): поворот на 90° , пластинчатий теплообмінник внутрішнього блоку теплового насоса, запобіжний клапан зворотний клапан триходовий вентиль, кульовий кран, поворот, поворот, поворот, поворот, кульовий кран, теплообмінник бойлера непрямого нагріву, вентиль регулювальний, поворот, поворот, поворот, поворот, клапан поворотний фільтр, клапан поворотний, різке розширення, кран кульовий, розширення, кран кульовий, кран кульовий.

Коефіцієнти місцевого опору тертя наведені в [14] в залежності від типу арматури та її умовного діаметру. Визначивши коефіцієнти місцевого опору, проводимо розрахунок гідравлічних втрат за наступною формулою

$$Z = \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \text{Па} \quad (3.35)$$

Отриманий результат $Z=48 \text{ кПа}$.

3.10.4 Визначення сумарних втрат тиску

Сумарні втрати тиску- це втрати по довжині трубопровода, а також втрати на місцевих опорах і визначаються за співвідношенням (3.35).

Знаючи довжину труб обчислюємо втрати тиску по довжині за такою формулою

$$\Delta P = \sum Rl, \text{Па} \quad (3.36)$$

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$\Delta P = \sum (6 \cdot 313 + 4 \cdot 251 + 20 \cdot 322 + 10 \cdot 528 + 20 \cdot 528 + 4 \cdot 251 + 3 \cdot 379 + 10 \cdot 379) = 31120 \text{ Па}$$

Таким чином сумарні втрати тиску складають:

$$\Delta P = 31120 + 48200 = 79320 \text{ Па}$$

3.11 Вибір циркуляційних насосів

Вибір насосу здійснюється за двома параметрами – подачею G , $\text{м}^3/\text{с}$ (л/с) та напором H , м.вод.ст. За отриманими даними обираємо необхідний циркуляційний насос з каталогу виробника «Wilo». Для розрахункових параметрів підходить насос моделі «TOP - s 25/10». Оскільки система містить три теплових насоси, то потрібно три циркуляційних насоси. На рис.3.18 показано зовнішній вигляд насоса, а на рис.3.19 наведені його характеристики.



Рисунок 3.18- Зовнішній вигляд циркуляційного насоса

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

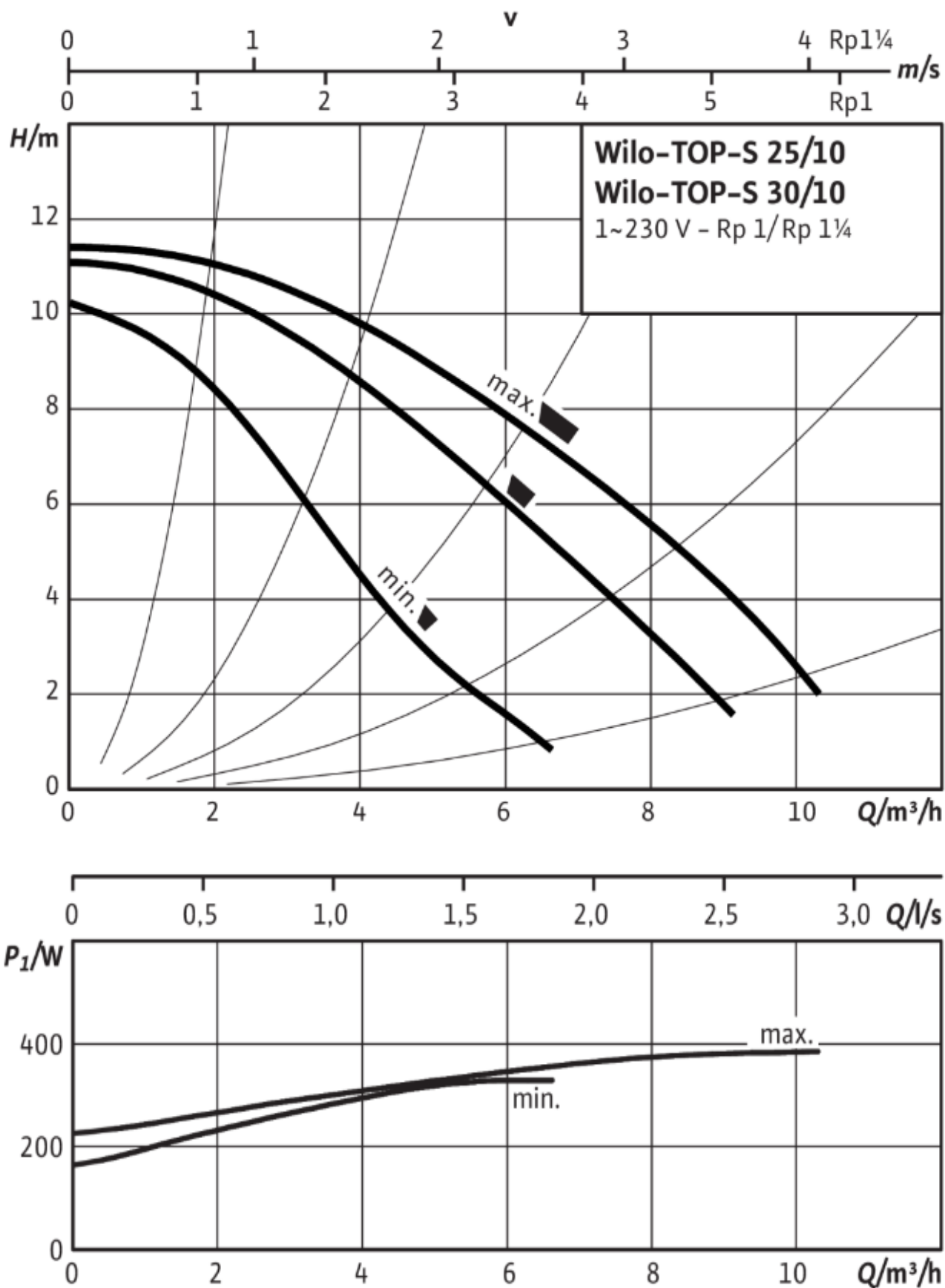


Рисунок 3.19- Характеристики насосу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 51 52 005 ПЗ

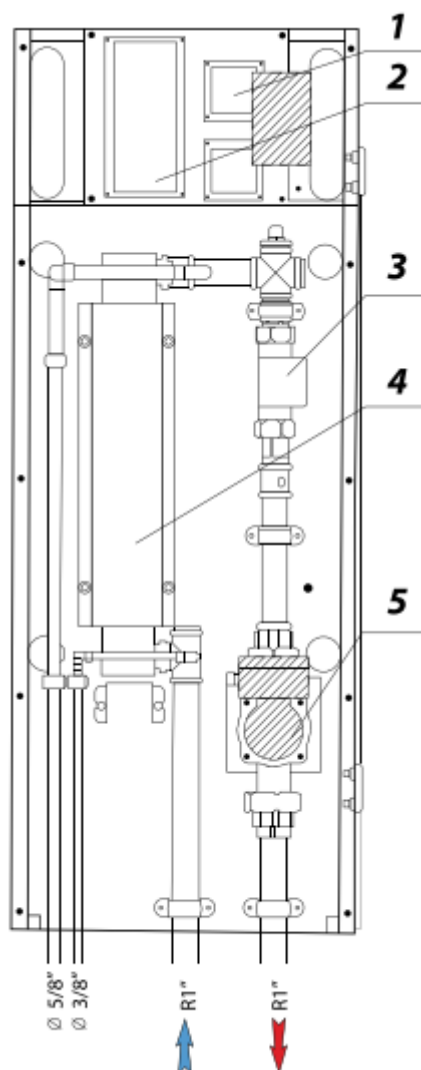
Арк.

56

Насос даної моделі з ротором об'єднаним з робочим колесом насоса. Він знаходиться в рідині («мокрый ротор»). Як видно з рисунку 3.19 насос має три криві характеристики в залежності від числа обертів ротора, яку можна регулювати в трьох фіксованих значеннях.

3.12 Вибір внутрішнього блоку

Внутрішній блок теплового насоса знаходиться в тепловому пункті будівлі. Саме в ньому відбувається конденсація холодоагенту, який отримав теплоту навколишнього повітря в зовнішньому блоці. Для опалення об'єкту проектування було вибрано теплові насоси виробника «HeatGuard». Конструкція внутрішнього блоку теплового зображено на рис.3.20



На рисунку: 1- електрична плата теплообмінника; 2- електрична плата контролера; 3- лічильник; 4- пластинчатий теплообмінник; 5- циркуляційний насос.

Рисунок 3.20 - Конструкція внутрішнього блоку теплового насосу

Охолоджена вода з системи опалення подається по трубі до теплообмінника 4, де вона нагрівається за рахунок тепла конденсації холодоагенту, що циркулює по ТН. Нагрітий теплоносіє проходить лічильник 3, який дозволяє отримати кількість спожитої теплової енергії. Ці та інші дані обробляються автоматично контролером 2, який керує процесом вироблення теплоти в залежності від температур в системі опалення, приміщеннях будівлі, та зовні неї. Такий пристрій не вимагає втручання в роботу людини, і може бути запрограмований на різні режими. Циркуляція теплоносія здійснюється насосом 5. Виробник внутрішніх блоків по – замовленню може встановити в корпус внутрішнього блоку необхідний теплообмінник та циркуляційний насос.

3.13 Вибір трубопровідної арматури

Для нормального функціонування системи, на трубопроводах встановлюється досить значна кількість арматури. Це пристрої, які можуть регулювати потоками речовин в системі, розподіляти їх відносно потреб, а також обмежувати рух або припиняти його.

Щоб вибрати контрольно-вимірювальну, запірну, регулювальну та запобіжну арматуру потрібно мати відомості про параметри робочого тіла в системі, мати принципову теплову схему і діаметри трубопроводів.

Після складення схеми та її розрахунків було вибрано види арматури, що занесені в табл.3.3.

Таблиця 3.3– Трубопровідна арматура

Тип трубопровідної арматури
Триходовий кран
Термостатичний змішувальний клапан
Триходовий регулюючий клапан
Автоматичний повітровідвідний клапан
Вентиль
Запобіжно-скидний клапан
Засувка поворотна
Клапан зворотний
Клапан кульовий
Запірний вентиль зі зливом

Продовження табл.3.3

Ніпель
Ніпель редукційний
Перехід
З'єднання розбірне різьбове
Трійник редукційний

Також необхідно передбачити встановлення фільтрів на зворотному трубопроводі від системи опалення, для того, щоб захистити систему від відкладень а також забивань. Також пластинчатий теплообмінник чутливий до забруднень, бо відстань (зазори) між паралельними пластинами досить малі.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Основним обладнанням для теплопостачання житлового будинку, що було розраховано в даній роботі, є:

- тепловий насос;
- циркуляційні насоси системи опалення;
- трубопроводи та арматура, які покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат (в проекті не наводяться).

У даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання і робочих приміщень, запобігання електротравм, а також заходи з пожежної безпеки та профілактики.

4.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації основного технологічного обладнання та робочих приміщень

Основні планувальні рішення по котельному приміщенню було прийнято з урахуванням вимог ДБН В.2.5.-39:2008 «Теплові мережі». Вимоги щодо монтажу основного обладнання є наступними:

Трубопроводи ізолюються під час монтажу. Обладнання, трубопроводи та арматуру необхідно маркувати згідно зі схемою, на трубопроводах позначити напрям руху теплоносія.

Компоновка основного та допоміжного устаткування в котельному приміщенні виконана згідно з правил та нормативних документів.

1) Бойлер непрямого нагріву системи ГВП оснащено редукційним клапаном для зменшення тиску на вході від трубопроводу холодної води.

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам.

3) Кожний водоводяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, згідно з вимогами.

4) Всі вимірювальні прилади передбачено встановити на щиті контролю, який знаходиться у котельному приміщенні.

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Електробезпека

Експлуатація апаратури, яка передбачена проектом, повинна виконуватись відповідно до паспортних даних кожного виробу, де зазначені номінальні значення струму і напруги. Техніка безпеки в силовому електроустаткованні забезпечена вибором відповідного устаткування й апаратів.

Усі електромонтажні роботи виконуються у відповідності до діючих будівельних норм—СниП 3.05.06-85 Электротехнические устройства. ПУЕ з дотримання норм з охорони праці і техніки безпеки.

Усі технологічні струмоприймачі котельного приміщення живляться електроенергією від загального щита автоматизації. Цей щит необхідно підключити до системи електропостачання та обладнання по місцю.

До блока керування насосами входять наступні функції:

автоматичне відключення циркуляційного насоса у разі падіння тиску на вході насоса нижче встановленого; можливість ручного вмикання/вимикання насоса; автоматичне вмикання насоса після перерви в електропостачанні, а також інші функції, які детально описані в технічній документації на щиті автоматизації.

Зв'язок контролера блока керування з комп'ютером забезпечується за допомогою інтерфейсу (RS-232, 485).

Основними споживачами електроенергії в котельному приміщенні є електродвигуни насосних установок, джерела штучного освітлення та електричний нагрівач в бойлері непрямого нагріву.

Живлення електрообладнання здійснюється від мережі змінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50Гц.

4.3 Технічні рішення та організаційні заходи по запобіганню електротравм від неосторожності зі струмовідними елементами електрообладнання

При експлуатації електрообладнання котельного приміщення існує ризик виникнення електротравм. Тому проектом його компоновки передбачені наступні вимоги:

- нормально струмовідні частини з опором $R_{\text{зг}} \geq 1$ кОм повинні ізолюватись; при зниженні опору ізоляції до 0,5 кОм експлуатація електроустановок допускається;
- блокуюче та огорожуюче обладнання виконані таким чином, що їх монтаж/демонтаж можливі тільки за допомогою ключів чи інструменту;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

- для живлення ламп загального освітлення використовується трифазна мережа змінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю та зануленням;
- для переносного освітлення встановлено мережу розеток 12 В;
- для захисту людей від помилкових дій та випадкового дотику до струмовідних частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту;
- для захисту людей від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання і випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках»;
- частини електрообладнання, які випадково виявились під напругою, та пошкоджені частини електромережі відключаються за рахунок наявності надійного та швидкодіючого автоматичного відключення.

4.4 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмовідні частини електроустановок при аварійних режимах їх роботи

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом облаштування котельного приміщення передбачено:

- занулення всіх корпусів електродвигунів насосів та регулюючих клапанів, так як вони можуть бути під напругою при пошкодженні ізоляції.

При пробі на корпус обладнання однієї з фаз мережі занулення дає змогу виключити небезпеку ураження електричним струмом людей. Це досягається завдяки швидкому вимиканню, максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло замикання на корпус. Пробій на корпус при зануленні приводить до короткого замикання фази (контур: нульовий провідник – фаза – фазовий провідник – корпус споживача – нульовий провідник). Захист від короткого замикання (автомат зі струмовим захистом) спрацьовує, вимикаючи пошкоджений провідник від мережі.

До схеми занулення використовуються наступні вимоги ПУЕ – 2017:

- забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання;
- забезпечується цілісність нульового провідника та використання повторних заземлювачів нульового провідника;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;
- у нульовому проводі не дозволяється установка роз'єднувачів та інших приладів розриву електричної мережі;
- не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу.

4.5 Пожежна безпека та профілактика

Пожежна безпека – стан об'єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Приміщення відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі можуть бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії мешканців будинку, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Таким чином згідно з ПУЕ – 2006 робоче приміщення за вибухопожежною небезпекою має клас П – П. Приміщення не відноситься до вибухонебезпечних, тому що не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

Системи пожежної безпеки – це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання пожежі та збитків від неї.

Відповідно до ГОСТ 12.1.004-91 пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно-технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні. Потрібний рівень пожежної безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з ГОСТ 12.1.004-91, не повинен бути меншим за 0,9 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати 10^{-6} впливу небезпечних факторів пожеж, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину.

Основні засоби попередження пожеж:

- застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки згідно з ГОСТ 12.1.018-79;

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

– застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті котельного приміщення;

В проекті передбачено наступні основні технічні рішення по системі протипожежного захисту котельного приміщення:

– згідно з вимогами ДБН В.2.5-56-2014 для автоматичної пожежної сигналізації застосовані пристрої УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками, що встановлені на стелі;

– передбачені первинні засоби пожежогасіння: вогнегасник ОУ-5 згідно з вимогами ДСТУ 3675-98 IS03941-77, який розташовано біля входу до котельного приміщення;

– електродвигуни, електропроводники та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;

– плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;

– на електродвигуни та світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно до стандартів;

– проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконуються за допомогою опресовки, зварювання, пайки;

– прийнято, що для переносних світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень.

В роботі виконані усі вимоги пожежної безпеки згідно НАПБ В.01.34-2005 «Правила пожежної безпеки в компаніях та організаціях енергетичної галузі України»

ВИСНОВОК

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

В даному дипломному проекті було проведено реконструкцію системи опалення будівлі. Для підбору обладнання виконано необхідні розрахунки, такі як: розрахунок теплових втрат будівлі, що дозволили отримати значення середньої теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря $t_{c.o.} = -0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, які становлять $Q_{o.cер.} = 27\text{ кВт}$. Крім цього за числом мешканців будинку визначено витрату теплоти на ГВП, що становить $Q_{звн.сер.} = 23\text{ кВт}$.

Щоб покрити необхідні потреби теплоти було прийнято рішення про встановлення трьох зовнішніх блоків теплових насосів виробника «HeatGuard» моделі FDC140VSX номінальною тепловою потужністю $Q = 16,7\text{ кВт}$ кожен. Вона працюватимуть в парі з внутрішніми блоками, які підбиралися після розрахунку їх основного елементу - пластинчатого теплообмінника. Такий розрахунок було виконано в спеціалізованому програмному забезпеченні, що автоматично підбрало список можливих апаратів, які відповідають вихідним даним. З цього списку вибрано теплообмінник моделі B-3-052-22-M фірми «Danfoss» з площею теплообміну $1,1\text{ м}^2$.

Для забезпечення потреб теплоти системи ГВП проведено розрахунок та вибрано з каталогів бойлери непрямого нагріву, що представляють собою ємність з ізоляцією та змієвиковим теплообмінником, по якому рухається гарячий теплоносіє. Дві ємності об'ємом по 1000 л кожна в змозі покрити навантаження на ГВП.

Для забезпечення нормальної роботи системи опалення було прийнято рішення про встановлення теплоаккумулятора для системи опалення, що встановлюється між джерелом та споживачами теплоти і забезпечує створення оптимального графіку вироблення та споживання теплової енергії в системі.

На подальших етапах дипломного проекту проводився гідравлічний розрахунок системи з метою вибору циркуляційних насосів. Отримане значення повних втрат тиску в контурі одного теплового насоса склали $\Delta P = 79320\text{ Па}$. По цьому параметру, а також по необхідній витраті води вибрано циркуляційна насоси.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

1. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало, – К.: ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. – 192 с.
2. ДБН В.2.6 – 31: 2016. Теплова ізоляція будівель. – Чинні від 2017-27-11. – К.: Укрархбудінформ, 2016. – 31 с.
3. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное, Киев. : КиевЗНИИЭП, 1996 – 89 с.
4. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація частина І. Проектування частина ІІ. Будівництво. Видання офіційне. – Київ Державне підприємство «Укрархбудінформ», 2013 – 113 с.
5. Трокоз Я. Є. Технічна термодинаміка: текст лекцій / Я. Є. Трокоз, П. П. Куделя. – Київ, 2015. – 161 с.
6. Технічний посібник з теплових насосів «HeatGuard» . – 2004. – 192 с.
7. О.С. Савенчук. Методичні рекомендації, завдання та приклади розрахунку теплообмінних апаратів теплоенергетичних установок / О. С. Савенчук, Ю. І. Оксень, О. П. Трофимова. – Д. : Національний гірничий університет, 2015. – 93 с.
8. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учебн. пособие для вузов./ Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. - 288 с.
9. Руководство пользователя программы «Danfoss Hexact» . – 2015. – 46 с.
10. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий. Системы внутреннего холодного и горячего водоснабжения. Издание неофициальное , – М.: КиевЗНИИЭП, 1996 – 89 с
11. Руководство по монтажу и эксплуатации блока нагревателей регулируемого БНР [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://tenko.ua> (01.06.19)
12. Калькулятор объема воды в системе отопления [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://wpcalc.com/obem-sistemy-otopleniya/> (25.05.19)
13. Калькулятор расчета расширительных баков [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ktto.com.ua/calculation/> (25.05.19)
14. Коэффициенты местного сопротивления арматуры [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mashxxl.info/page/125170000207086054180009087187055215208099033003/> (25.05.19)

					ТП 51 52 005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66